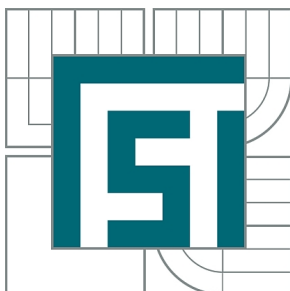




BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PORTÁLOVÝ JEŘÁB

STRADDLE CARRIER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

TOMASZ WOJNAR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomasz Wojnar

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Portálový jeřáb

v anglickém jazyce:

Straddle Carrier

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte portálový stohovací jeřáb pro manipulaci s kontejnery.

Cíle bakalářské práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:

- konstrukční řešení portálového jeřábu
- základní funkční a kontrolní výpočty

Vypracujte výkresovou dokumentaci obsahující:

- výkres sestavy jeřábu
- výkresy dle pokynů vedoucího bakalářské práce

Seznam odborné literatury:

REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

Feyrer K.: Drahtseile, ed. Springer, Berlin, 2000, s. 468, ISBN-10: 3-540-67829-8, ISBN-13: 978-3-540-67829-8

Hoffmann, K., Krenn, E., Tanker, G.: Fördertechnik 1, ed. Oldenbourg Industrierla, 2005, s. 240, ISBN-10: 3-8356-3059-8, ISBN-13: 978-3-8356-3059-8

Hoffmann, K., Krenn, E., Tanker, G.: Fördertechnik 2, ed. Oldenbourg Industrierla, 2006, s. 320, ISBN-10: 3-8356-3060-1, ISBN-13: 978-3-8356-3060-4

Lloyd's Register of Shipping; Code for lifting appliances in a marine environment.,
London : Lloyd's Register of Shipping, august 2009

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem nosného rámu a zdvihového mechanismu obkročného portálového vozíku, který se využívá v kontejnerových terminálech. Je určen pro přepravu kontejneru po ploše terminálu. Jedná se o návrhový výpočet jednotlivých částí rámu jeřábu, vhodnost navržených dílů je zkontrolována pevnostním výpočtem. Je také navržen zdvihový mechanismus včetně pohonu zdvihu. Výstupem této práce je výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

obkročný portálový vozík, kontejnerový terminál, nosná konstrukce, skříňový nosník, mechanismus zdvihu, pohon zdvihu

ABSTRACT

This bachelor's thesis focuses on a design of loadbearing frame and raising mechanism of straddle carrier, which is used in container terminals. It's made for transport of container on the surface of terminal. It's about designer calculation of individual parts of crane frames, applicability of designed parts is checked by strength calculation. Raising mechanism is designed with drive of stroke. Outputs of this bachelor's thesis are drawings.

KEYWORDS

straddle carrier, container terminals, framework, box girder, stroke mechanism, stroke drive



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Wojnar, T. *Portálový jeřáb*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 86 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2015

.....

Tomasz Wojnar



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D za jeho cenné rady, ochotu a trpělivost během vedení této práce.

Děkuji své rodině za podporu po celou dobu studia a také při tvorbě této práce.



OBSAH

Úvod	8
1 Cíle práce	9
2 Kontejnerové terminály	10
2.1 Porovnání zařízení sloužící k přepravě uvnitř terminálu	10
2.1.1 Nákladní automobil	10
2.1.2 Automatizované vozidlo	11
2.1.3 Obkročný portálový vozík	12
3 Hlavní části obkročného portálového vozíku	13
3.1 Spreader	13
3.2 Zdvihový mechanismus	14
3.3 Pojezdový mechanismus	15
4 Volba spreaderu	16
5 Výpočet zařízení	17
5.1 Určení druhu provozu	17
5.1.1 Počet pracovních cyklů za rok	17
5.1.2 Poměrné zatížení	17
5.1.3 Určení srovnávacích čísel	17
5.2 Určení dynamických součinitelů	18
5.2.1 Dynamický součinitel zdvihání, a pro účinky tíhy, které působí na hmotnost jeřábu 19	
5.2.2 Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitační účinky působící svisle na břemeno	19
5.2.3 Dynamický součinitel pro náhlé uvolnění části břemene	20
5.2.4 Dynamický součinitel pro zatížení způsobené pojezdem po nerovném povrchu 20	
5.2.5 Dynamický součinitel pro zatížení způsobená zrychlením pohonů	20
5.2.6 Dynamický součinitel zkušebního břemena	20
5.2.7 Přehled dynamických součinitelů	21
5.3 Výpočet účinků zatížení	21
5.3.1 Zatížení od vlastní hmotnosti jeřábu	21
5.3.2 Zatížení od hmotnosti břemena zdvihu	21
5.3.3 Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu	22
5.3.4 Zatížení od zrychlení od pohonu zdvihu	22
5.3.5 Zatížení větrem za provozu	22
5.3.6 Zatížení od zdvihání volně ležícího břemena	22



5.3.7	Zatížení způsobená větrem mimo provoz.....	23
5.3.8	Zatížení při zkouškách.....	24
5.3.9	Nouzové zastavení.....	24
5.3.10	Zatížení sněhem a námrazou	26
5.3.11	Přehled účinků zatížení.....	27
5.4	Výpočet kombinace zatížení.....	27
5.4.1	Výpočet stability tuhého tělesa.....	29
6	Předběžný návrh konstrukce.....	30
6.1	Prvotní návrh konstrukce a zatěžujících sil	30
6.2	Volba materiálu a typu profilů.....	31
6.3	Návrh nosné konstrukce.....	32
6.3.1	Zadání konstrukce do programu SCIA ENGINEER.....	32
6.3.2	Přiřazení zatěžujících sil.....	33
6.3.3	Kombinace zatížení	34
6.3.4	Reakce v podporách.....	34
6.3.5	Pevnostní kontrola jednotlivých prutů.....	35
6.3.6	Přehled maximálních napětí a bezpečností.....	48
6.3.7	Kontrola normálové únavové pevnosti jednotlivých prvků konstrukce.....	48
6.4	Deformace konstrukce	49
7	Mechanismus zdvihu	50
7.1	Návrh lana.....	50
7.1.1	Lanový převod.....	50
7.1.2	Účinnost kladkostroje	51
7.1.3	Síla v laně	51
7.1.4	Volba lana.....	52
7.1.5	Jeřábové vodící kladky	53
7.1.6	Vyrovňovací kladky.....	54
7.2	Návrh kladnice	54
7.2.1	Návrh osy kladek	55
7.2.2	Výpočet ložisek kladek.....	57
7.2.3	Kontrola bočnic kladnice.....	58
7.2.4	Svarový spoj	60
7.3	Výpočet nosných trámů spreaderu.....	61
7.4	Návrh bubny	63
8	Zdvihací ústrojí.....	66
8.1	Návrh pohonu	66



8.1.1	Celková účinnost soustrojí	66
8.1.2	Potřebný výkon motoru	66
8.1.3	Volba pohonu	66
8.2	Návrh převodovky	67
8.2.1	Otáčky lanového bubnu	67
8.2.2	Převod mezi pohonem a lanovým bubnem.....	67
8.2.3	Volba převodovky	67
8.2.4	Celkový převod	67
8.2.5	Kontrola přeneseného krouticího momentu převodovkou	68
8.3	Kontrola rozběhu zvoleného pohonu zdvihu	68
8.3.1	Skutečné otáčky bubnu	68
8.3.2	Kontrola zdvihové rychlosti	68
8.3.3	Statický moment břemena	69
8.3.4	Moment zrychlujících sil posuvných hmot	69
8.3.5	Moment zrychlujících sil rotujících hmot	69
8.3.6	Rozběhový moment	69
8.3.7	Kontrola zvoleného motoru	70
8.3.8	Kontrola výkonu	70
8.4	Návrh brzdy	71
8.4.1	Brzdňý moment	71
8.4.2	Volba brzdy	71
	Závěr	72
	Seznam použitých zkratk a symbolů	75
	Seznam obrázků.....	79
	Seznam tabulek.....	80
	Seznam příloh.....	81



ÚVOD

Jedním z nejrychleji rozvíjejících se způsobů přepravy materiálu na dlouhou vzdálenost je kontejnerová námořní doprava. Zvětšování kontejnerových lodí a tím i zajištění většího výnosu při dopravě většího množství materiálu za jednu plavbu, klade vysoké požadavky na dobré zvládnutí logistiky v přístavních kontejnerových terminálech. Jedním ze způsobů, jak urychlit celý proces přemístění kontejneru z lodi až na vnitrozemní dopravní prostředek, je použití obkročného portálového vozíku. Toto technické zařízení umožňuje nejen přepravu kontejneru po terminálu, ale i jeho uskladnění popřípadě jeho naložení na dopravní prostředek, například kamion.

V této bakalářské práci se věnuji svému původnímu konstrukčnímu návrhu obkročného portálového vozíku. Je proveden návrh nosné ocelové konstrukce jeřábu a návrh mechanismu zdvihu včetně pohonu zdvihu.



1 CÍLE PRÁCE

Cílem této bakalářské práce je vytvoření vlastního koncepčního návrhu obkročného portálového vozíku pro přepravu lodních kontejnerů po přístavním kontejnerovém terminálu. Obsahem této práce je návrh jednotlivých částí nosné konstrukce jeřábu, následné vyhodnocení silového působení v rámu pomocí programu SCIA ENGINEER 2014 a pevnostní kontrola navržených dílů. Práce také obsahuje návrh všech důležitých součástí zdvihového mechanismu, jako jsou lano, kladky, buben, pohon zdvihu včetně převodovky a brzdy. Toto zařízení musí splňovat všechny požadavky dané příslušnou normou tomuto technickému zařízení. Důležitou součástí této práce je výkresová dokumentace.

Ze zadání plynou tyto cíle:

1. Vypracovat technickou zprávu obsahující:
 - a. Konstrukční řešení portálového jeřábu
 - b. Základní funkční a kontrolní výpočty
2. Vypracovat výkresovou dokumentaci obsahující:
 - a. Výkres sestavy jeřábu
 - b. Výkresy dle pokynů vedoucího práce



2 KONTEJNEROVÉ TERMINÁLY

Námořní kontejnerové terminály představují v globálním přepravním řetězci rozhraní mezi přepravou kontejnerizovaného zboží po moři a přepravou ostatními druhy dopravy do vnitrozemí. Se stále se navyšujícím objemem překládky a velikosti kontejnerových lodí se zvyšují i nároky na kontejnerové terminály. Mnoho přístavů se snaží těmto nárokům vyhovět, zlepšuje se technické zařízení pro překládku kontejnerů, optimalizuje se oběh lodí a maximalizují se možnosti počtu přeprav do vnitrozemí. S rostoucím stupněm celosvětové kontejnerizace dochází ke vzniku nových kontejnerových vysokokapacitních terminálů, ve kterých je nejdůležitějším faktorem logistika a tím zvýšení počtu kontejnerů, které je třeba v krátkém časovém úseku odbavit. S tím přicházejí i nové požadavky na technické vybavení terminálu, jako je rychlejší vyloďení a naložení kontejneru, snadnější a rychlejší manipulace s kontejnery v prostoru terminálu. Jelikož přeprava lodní dopravou je poměrně drahá, je nutností dosáhnout vysokou přepravní kapacitu a tím zajistit její rentabilitu.

Z logistického hlediska lze terminál rozdělit do několika odlišných ploch, z nichž každá slouží ke svému specifickému účelu. Tyto plochy složí pro skladovací, překládové a přepravní operace. Standardní rozdělení ploch je následovné:

- nábrežní hrana pro kotvení kontejnerových lodí
- plocha pro přepravu kontejneru uvnitř terminálu
 - plocha pro přepravu mezi nábrežní hranou a skladem
 - přepravní plocha mezi skladem kontejnerů a plochou pro přepravu do vnitrozemí
- skladovací plocha pro uskladnění kontejneru (sklad)
- plocha pro přemístění kontejneru do vnitrozemí

Každý terminál využívá k překládce, přepravě a stohování kontejnerů rozličná zařízení. Patří mezi ně jeřáby, jež jsou využívány jak pro naložení a vyloďení kontejneru na nábrežní hraně terminálu, také uvnitř terminálu v prostoru uskladňovací plochy pro stohování kontejnerů a zároveň pro obsluhu dopravních prostředků pro přepravu do vnitrozemí. Dalšími technickými zařízeními jsou nosiče, vozidla pro přepravu kontejneru uvnitř terminálu. Náleží sem řidičem vedená vozidla, automaticky vedená vozidla a obkročné vozíky (manuálně nebo automaticky řízena) [1].

2.1 POROVNÁNÍ ZAŘÍZENÍ SLOUŽÍCÍ K PŘEPRAVĚ UVNITŘ TERMINÁLU

2.1.1 NÁKLADNÍ AUTOMOBIL

Mezi jednotlivými plochami terminálu se uplatňuje několik typů přepravních prostředků. Klasické a nejvíce využívané jsou nákladní automobily. Ty jsou řízeny řidičem, mají různé variace a jejich kapacita je často zvětšována přidáním několika přívěsů navíc. Jedná se o pasivní prostředky, neslouží k překládce, a proto vyžadují další jeřáby pro vyložení a naložení kontejneru. To zvyšuje nároky na synchronizaci jeřábů a automobilů, tak aby nedocházelo k čekání a tím snížení výkonnosti terminálu [1].



2.1.2 AUTOMATIZOVANÉ VOZIDLO

Další možností přepravy kontejneru uvnitř terminálu jsou automatizovaná vozidla. Pohyb po vozovce je umožněn pomocí transpondérů instalovaných na povrchu vozovky a laserovému navádění. Při použití těchto vozidel není možnost kombinace s jinými transportními prostředky z důvodu možné kolize a tím narušení plynulosti dopravy. Jedná se o pasivní prvky, a proto je opět nutné použít další jeřáby pro naložení a vyložení kontejneru. Některé terminály jsou vybaveny speciálními plošinami pro odložení kontejneru u uskladňovací plochy, tím se zkrátí čekací doba, nutnost použití dalšího jeřábu ale zůstává. Výhodou těchto vozidel je automatizovaný provoz a tím vyrušení chyby řidiče [1].



Obr. 1 Automatizované vozidlo [2]



2.1.3 OBKROČNÝ PORTÁLOVÝ VOZÍK

Nejvhodnějším prostředkem pro přepravu kontejneru uvnitř terminálu jsou obkročné portálové vozíky (straddle carriers). Jedná se o aktivní prostředek. Vozík je schopen nejen přepravy kontejneru, ale i jeho uskladnění na skladovací ploše, a to podle použitého typu vozíku až do výšky čtyř pater. Pokud jsou v terminálu využívána tyto vozidla, mohou nábrežní jeřáby položit kontejner přímo na zem, kde si je vyzvedne obkročné vozidlo a pokračuje v přepravě uvnitř terminálu. Odpadá problematika se synchronizací mezi jeřábem a dopravním prostředkem. Obkročné portálové vozíky mohou být řízené řidičem z kabiny, ale je zde možnost i jejich úplné automatizace. Nevýhodou tohoto prostředku oproti předchozím je vyšší pořizovací cena, vyšší náklady na údržbu a také vyšší provozní náklady [1].



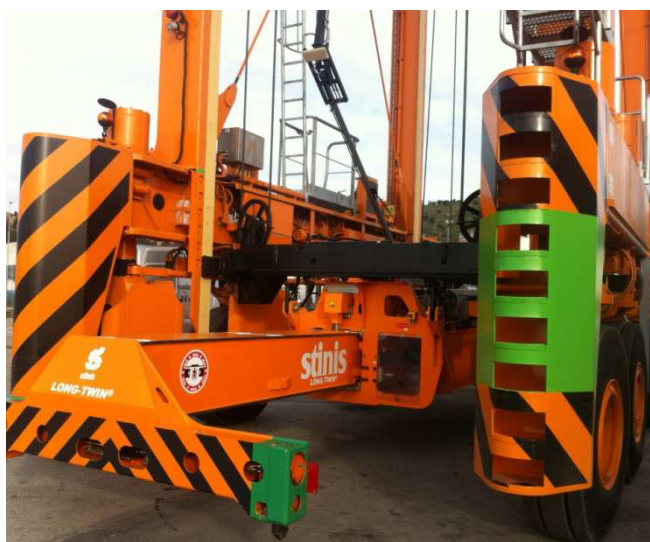
Obr. 2 Obkročný portálový vozík [3]



3 HLAVNÍ ČÁSTI OBKROČNÉHO PORTÁLOVÉHO VOZÍKU

3.1 SPREADER

Spreader je prostředek pro uchopení kontejneru. Uchopení probíhá pomocí otočných zámků, které jsou umístěny v rozích spreaderu, které zapadnou do otvorů v rozích kontejneru. Spreader může být jednoduchý, slouží pro uchopení jedné určité délky kontejneru, nebo teleskopický. Teleskopický spreader umožňuje měnit svojí délku pomocí teleskopických ramen, která jsou ovládaná hydraulickými přímočarými motory. U většiny teleskopických spreaderů je možné využít tzv. twin lift mode, kdy je spreader vybaven dalšími zámkami, což umožňuje najednou uchopit a převést dva dvacetistopé kontejnery. Rozdíl mezi spreaderem využívaným na portálovém vozíku a na jeřábu je, že spreader na vozíku je umístěn ve vodících lištách, nikoli pouze na nosných lanech, čímž se zabrání jeho rozhoupání při pojezdu vozíku a také je umožněno přesnější umístění kontejneru při pokládání.

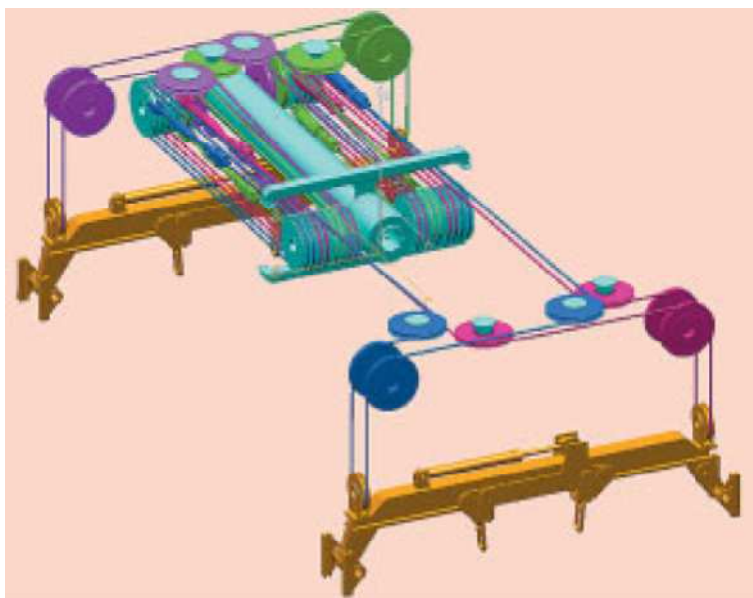


Obr. 3 Spreader [4]

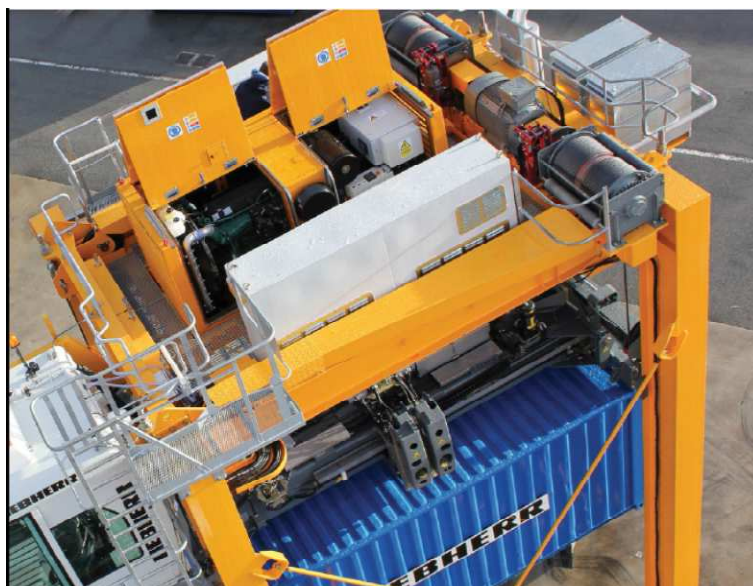


3.2 ZDVIHOVÝ MECHANISMUS

Zdvih kontejneru na obkročném portálovém vozíku je realizován pomocí lana a kladnice, která je pevně připojena k prvku pro uchopení břemene (spreader). Způsob navíjení lana se u jednotlivých výrobců liší. U některých je využito klasického způsobu navíjení lana na lanový buben, jiní výrobci používají systém vůči sobě posuvných kladek, vzdálenost mezi nimi se mění pomocí hydraulického přímočarého motoru.



Obr. 4 Zdvihový systém pomocí posuvných kladek [5]

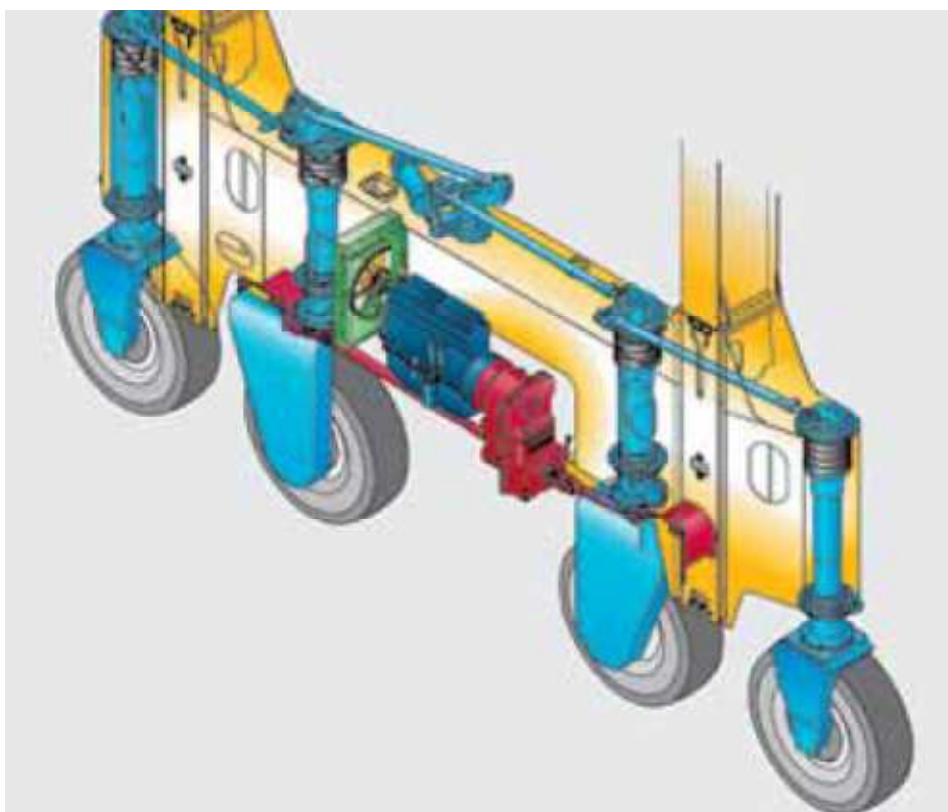


Obr. 5 Zdvihový mechanismus pomocí lanových bubnů [3]



3.3 POJEZDOVÝ MECHANISMUS

Konstrukce pojezdu jeřábu se u různých výrobců liší. Zpravidla však bývá realizován pomocí osmi kol s pneumatikami. Kola můžou být zavěšena každé samostatně na hydraulickém nebo pneumatickém tlumiči, nebo ve dvojici na společném kyvném ramenu. U portálových vozíků s nižším zdvihem „one over one“ (jeden kontejner na zemi, druhý na něho umístí vozík) se využívá pouze u soustavy se šesti koly. Pohon pojezdu a mechanismus změny směru jízdy je umístěn uvnitř nosníku, ke kterému jsou připevněna i kola. Přenos krouticího momentu na kola je zajištěn pomocí kloubových hřídelů. Vzhledem k tomu, že se portálový vozík pohybuje v úzkých prostorách mezi řadami kontejnerů na skladovací ploše, je nezbytně nutná jeho dobrá manévrovatelnost. Toho se docílí různým natočením vnějších a vnitřních kol. Během průjezdu zatáčkou vnější kola svým pohybem po vozovce opisují kružnici, vnitřní kola také opisují kružnici, ale o menším poloměru. Pro správnou funkci je nezbytně nutné, aby obě kružnice byly soustředné. Toto řešení umožňuje, že se vozík může otáčet na velmi malém prostoru.



Obr. 6 Schéma pojezdového mechanismu [5]



4 VOLBA SPREADERU

Základní požadavky:

- Využití na obkročných portálových vozících (straddle carriers)
- „Twin lift mode“ – možnost uchopení 1x40ft nebo 2x20ft lodního kontejneru

Z dostupných katalogů výrobců volím model 816TI od firmy ELME [6].

Jedná se o teleskopický spreader konstruovaný pro využití na obkročných portálových vozících. Vysouvání teleskopických ramen je zajištěno pomocí jednoho přímočarého hydromotoru.

Tab. 1 Technické parametry spreaderu [6]

Požítí pro	Straddle carrier	
Typ zvedacího systému	8 vertikálních zámků	
Nosnost	40t nebo 2x 25t	
Hmotnost	8500 kg	
Pozice vysunutí teleskopu	20,30,40 a 2x 25 stop	
Rychlost vysouvání teleskopu	z 20 na 40 stop	< 20 s
	z 40 na 20 stop	< 25 s

Další technické informace a nákres s přípojovacími rozměry jsou v katalogovém listu výrobce, který je umístěn v příloze této práce.



5 VÝPOČET ZAŘÍZENÍ

Při výpočtu mechanismů jeřábu je nutné přihlédnout k provozním podmínkám, ve kterých mechanismus pracuje. Rozeznáváme čtyři druhy provozu:

- Lehký
- Střední
- Těžký
- Velmi těžký

5.1 URČENÍ DRUHU PROVOZU

Následující podkapitoly byly provedeny podle [7].

5.1.1 POČET PRACOVNÍCH CYKLŮ ZA ROK

Vzhledem k tomu, že přesné pracoviště jeřábu není v zadání blíže specifikováno, bude počet pracovních cyklů za rok pouze odhadem z dostupných informací kontejnerových překladišť.

Počet pracovních cyklů za rok:

$$T_r > 80\,000 \quad (1)$$

5.1.2 POMĚRNÉ ZATÍŽENÍ

Poměrné zatížení q je poměr průměrného zatížení mechanismu k celkovému zatížení při jmenovitém břemeni, vyjádřený v procentech.

Vzhledem k tomu, že úložný prostor kontejneru bývá častěji využit na jeho maximální objem, nikoliv na jeho maximální nosnost. Lze předpokládat, že poměrné zatížení nebude rovno maximální hmotnosti břemene.

Vzhledem k tomu, že průměrné zatížení není uvedeno v zadání, volím poměrné zatížení 60%.

$$q = 60\% \quad (2)$$

5.1.3 URČENÍ SROVNÁVACÍCH ČÍSEL

Tab. 2 Tabulka srovnávacích čísel pro určení druhu provozu jeřábu

Počet pracovních cyklů za rok	Srovnávací číslo	Poměrné zatížení q [%]	Srovnávací číslo	Pracovní rychlost [mm ⁻¹]		Srovnávací číslo
				Zdvihací	Pojížděcí	
do 20 000	1	do 30	1	do 8	do 50	1
20 000 až 50 000	2	30 až 60	2	8 až 25	50 až 100	2
přes 50 000	3	přes 60	3	přes 25	přes 100	3



Tab. 3 Přehled srovnávacích čísel

	Hodnota	Srovnávací číslo
Pracovní cykly	$Tr > 80\,000$	3
Poměrné zatížení	$q = 60\%$	2
Pracovní rychlost	$v = 300\text{ m/min}$	3
Součet		8

Tab. 4 Tabulka pro určení druhu provozu

Součet srovnávacích čísel	Druh provozu
3 nebo 4	lehký
5 nebo 6	střední
7 nebo 8	těžký
9 nebo 10	velmi těžký

Z výpočtu srovnávacího čísla vyplývá, že druh provozu jeřábu je těžký (viz Tab. 4).

5.2 URČENÍ DYNAMICKÝCH SOUČINITELŮ

Základní účinky a jejich kombinace, které jsou rozděleny na zatížení pravidelné, občasné a výjimečné, se pro výpočet volí z [8].

Pravidelná zatížení

Pravidelná zatížení se vyskytují často za běžného provozu.

- účinky při zvedání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
- setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu
- zatížení způsobena pojezdem po nerovném povrchu
- zatížení způsobená zrychlením všech pohonů jeřábu

Občasná zatížení

Občasná zatížení se vyskytují méně často. Při výpočtu na únavu jsou obvykle zanedbána.

- zatížení způsobena větrem za provozu
- zatížení sněhem a námrazou



Výjimečná zatížení

Výjimečná zatížení se vyskytují jen občas, při výpočtu na únavu jsou obvykle vyloučena.

- zatížení způsobené zdviháním ležícího břemene za výjimečných okolností
- zatížení způsobena větrem mimo provoz
- zatížení při zkouškách
- zatížení způsobena nouzovým zastavením

Pro stanovení účinků zatížení je nejprve potřeba stanovit dílčí dynamické součinitele.

5.2.1 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ZDVIHÁNÍ, A PRO ÚČINKY TÍHY, KTERÉ PŮSOBÍ NA HMOTNOST JEŘÁBU

Při zdvihání břemene ze země nebo při uvolnění břemene se musí zohlednit účinky vybuzení kmitání konstrukce jeřábu. Hmotnost jeřábu nebo jeho části třídy MDC1 se vynásobí součinitelem ϕ_1 .

$$\phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0,05 = 1,05 \quad (3)$$

kde:

δ [1] hodnota $0 < \delta < 0,1$ závisí na konstrukci jeřábu a je určena

Třída MDC1

Jeřáby nebo jeho části, u kterých je zatížení způsobeno gravitačním účinkem na hmotnosti různých částí jeřábu zvyšují (nepříznivě) výsledné účinky na zatížení [8].

5.2.2 DYNAMICKÝ SOUČINITEL PRO ÚČINKY SETRVAČNOSTI A GRAVITAČNÍ ÚČINKY PŮSOBÍCÍ SVISLE NA BŘEMENO

Při zdvihání volně ležícího břemene se musí zohlednit účinky kmitání, které se při tom vyvolají, vynásobením gravitačních sil, působících na hmotnost břemene zdvihu, součinitelem ϕ_2 .

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 \cdot 0,5 \cdot v_{hmax} = 1,1 + 0,34 \cdot 0,5 \cdot 0,16 = 1,127 \quad (4)$$

kde:

β_2	[1]	součinitel pro zdvihovou třídu HC2 [8]
ϕ_{2min}	[1]	součinitel pro typ pohonu HD4 [8]
v_{hmax}	[ms ⁻¹]	největší ustálená rychlost zdvihu



5.2.3 DYNAMICKÝ SOUČINITEL PRO NÁHLÉ UVOLNĚNÍ ČÁSTI BŘEMENE

Během provozu jeřábu může nastat porucha spreaderu a tím dojde i k náhlému uvolnění břemena. Tento stav je zcela výjimečný a nepravděpodobný, ale do výpočtů musí být zahrnut.

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m_H}{m_H} \cdot (1 + \beta_3) = 1 - \frac{50000}{60000} \cdot (1 + 1) = -0,66 \quad (5)$$

kde:

Δm_H	[kg]	uvolněná část břemena zdvihu
m_H	[kg]	hmotnost břemena zdvihu
β_3	[kg]	součinitel náhlého uvolnění břemene pro jeřáby s magnetem nebo rychlým uvolněním břemene $\beta_3 = 1$

5.2.4 DYNAMICKÝ SOUČINITEL PRO ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ POJEZDEM PO NEROVNÉM POVRCHU

Ve většině případu je v přístavištích použit asfaltový nebo panelový povrch s mírnými nerovnostmi, jako jsou schody nebo mezery s velikostí do 5 cm.

$$\phi_4 = 1,05 \quad (6)$$

5.2.5 DYNAMICKÝ SOUČINITEL PRO ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ ZRYCHLENÍM POHONŮ

Zatížení, způsobené na jeřábu působením hnacích sil při zrychlení nebo brždění.

$$\phi_5 = 1,4 \quad (7)$$

kde:

ϕ_5	[1]	hodnota $1 \leq \phi_5 \leq 1,5$ pro pohony bez rázů při zpětném chodu nebo tam, kde zpětné rázy nevyvolávají dynamické síly, a kde jsou pozvolné změny sil
----------	-----	--

5.2.6 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ZKUŠEBNÍHO BŘEMENA

Zatížení při zkouškách se použijí pro jeřáb v jeho provozním uspořádání, jakým bude jeřáb používán.

a) Dynamické zkušební zatížení

Zkušební břemeno musí být nejméně 110% maximálního břemene zdvihu.

$$\phi_{6dyn} = 0,5 \cdot (1 + \phi_2) = 0,5 \cdot (1 + 1,143) = 1,072 \quad (8)$$

b) Statické zkušební zatížení

Zkušební břemeno musí být nejméně 125% maximálního břemena zdvihu.

$$\phi_{6stat} = 1 \quad (9)$$



5.2.7 PŘEHLED DYNAMICKÝCH SOUČINITELŮ

Tab. 5 Tabulka s přehledem dynamických součinitelů

Tabulka dynamických součinitelů		
Název	Označení	Hodnota
Zdvihání a pro účinky tíhy, které působí na hmotnost jeřábu	\emptyset_1	1,05
Pro účinky setrvačnosti a tíhy při zvedání ležícího břemena	\emptyset_2	1,127
Pro účinky setrvačnosti a tíhy při náhlém uvolnění části břemene	\emptyset_3	-0,66
Pro zatížení způsobená pojezdem po nerovném povrchu	\emptyset_4	1,05
Pro zatížení způsobena akcelerací pohonu	\emptyset_5	1,4
Pro zkušební břemena	\emptyset_6	statické= 1 dynamické=1,072

5.3 VÝPOČET ÚČINKŮ ZATÍŽENÍ

Hodnoty těchto výpočtů se uspořádají do skupin kombinací zatížení, ze kterých bude vybrána kombinace s nejnevhodnějším zatěžovacím účinkem. Podle této skupiny se provede pevnostní kontrola navržené konstrukce jeřábu.

5.3.1 ZATÍŽENÍ OD VLASTNÍ HMOTNOSTI JEŘÁBU

$$i_1 = (m_{ok} + m_{zd} + m_{FA}) \cdot g = 60000 \cdot 9,81 = 588600 \text{ N} \quad (10)$$

kde:

m_{ok}	[kg]	hmotnost ocelové konstrukce
m_{zd}	[kg]	hmotnost zdvihacího ústrojí
m_{FA}	[kg]	hmotnost pevně připojeného prostředku pro uchopení břemen.

5.3.2 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI BŘEMENA ZDVIHU

$$i_2 = m_{jb} \cdot g = 50000 \cdot 9,81 = 490500 \text{ N} \quad (11)$$

kde:

m_{jb}	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
----------	------	------------------------------



5.3.3 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI JEŘÁBU A BŘEMENA ZDVIHU

$$i_3 = i_1 + i_2 = 588600 + 490500 = 1079100 \text{ N} \quad (12)$$

5.3.4 ZATÍŽENÍ OD ZRYCHLENÍ OD POHONU ZDVIHU

$$i_4 = ((m + m_{FA}) \cdot g) \cdot a = ((50000 + 10000) \cdot 9,81) \cdot 0,25 = 147150 \text{ N} \quad (13)$$

5.3.5 ZATÍŽENÍ VĚTREM ZA PROVOZU

$$i_5 = q(3) \cdot c \cdot A = 23680 \text{ N} \quad (14)$$

kde:

$q(3)$	$[\text{Nm}^{-2}]$	tlak větru při $v(3) = 250 \text{ Nm}^{-2}$
c	$[1]$	aerodynamický součinitel uvažovaného prvku
A	$[\text{m}^2]$	charakteristická plocha uvažovaného prvku

Tab. 6 Tabulka hodnot pro výpočet zatížení větrem

Prvek	Ch. plocha $A [\text{m}^2]$	Aerodyn. součinitel $c [-]$	Zatížení [N]
Nosná konstrukce	10,28	2	5140
Kontejner (břemeno)	34,6	2,1	18165
Ostatní plochy (odhad)	1	1,5	375
Celkem	45,88	5,6	23680

5.3.6 ZATÍŽENÍ OD ZDVIHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENA

$$i_6 = m_{jb} \cdot g = 50000 \cdot 9,81 = 490500 \text{ N} \quad (15)$$

kde:

m_{jb}	$[\text{kg}]$	hmotnost jmenovitého břemena
----------	---------------	------------------------------



5.3.7 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ VĚTREM MIMO PROVOZ

Mimo provoz jeřábu se uvažuje, že břemeno není zavěšeno (snížení plochy vystavené větru).

$$i_7 = q(z) \cdot c \cdot A = 15759 \text{ N} \quad (16)$$

kde:

A [m²] ch. plocha jeřábu (bez břemena)
 $q(z)$ [Nm⁻²] tlak větru mimo provoz

$$q(z) = 0,5 \cdot \rho_v \cdot v(z)^2 = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 34,6 = 748,2 \text{ Nm}^{-2} \quad (17)$$

kde:

$v(z)$ [ms⁻²] ekvivalentní statická rychlost mimo provoz
 ρ_v [kgm⁻³] hustota vzduchu

$$v(z) = f_{rec} \cdot \left[\left(\frac{z}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right] \cdot v_{ref} = 0,8733 \cdot \left[\left(\frac{11}{10} \right)^{0,14} + 0,4 \right] \cdot 28 = 34,6 \text{ ms}^{-1} \quad (18)$$

kde:

f_{rec} [1] součinitel četnosti opakování větru
 z [m] výška nad úrovní terénu
 v_{ref} [ms⁻¹] rychlost referenčního bouřlivého větru

Vzhledem k tomu, že jeřáb bude pracovat v přístavišti, volím Region C (mapa Evropy znázorňující regiony se stejnou referenční rychlostí bouřlivého větru $v_{ref}=28 \text{ m/s}$)

Tab. 7 Tabulka hodnot pro výpočet zatížení větrem mimo provoz

Prvek	Ch. plocha A [m ²]	Aerodyn. součinitel c [1]	Zatížení
Nosná konstrukce	10,28	2	15383
Ostatní plochy (odhad)	1	1,5	375
Celkem			15758



5.3.8 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

Hmotnost zkušebního tělesa je dána normou [8].

a) Dynamická zkouška

$$i_{8dyn} = m_{dyn} \cdot g = 55000 \cdot 9,81 = 539550 \text{ N} \quad (19)$$

kde:

m_{dyn} [kg] hmotnost zkušebního břemena (110% břemena zdvihu)

b) Statická zkouška

$$i_{8stat} = m_{stat} \cdot g = 62500 \cdot 9,81 = 613125 \text{ N} \quad (20)$$

kde:

m_{stat} [kg] hmotnost zkušebního břemena (125% břemena zdvihu)

5.3.9 NOUZOVÉ ZASTAVENÍ

Během nouzového zastavení jsou největší účinky vyvolány prudkým brzděním pojezdu jeřábu.

$$i_9 = m_c \cdot a_{b1} = 110000 \cdot 4 = 440000 \text{ N} \quad (21)$$

kde:

m_c [kg] celková hmotnost jeřábu s nákladem
 a_{b1} [ms⁻²] zrychlení při brzdění

Výpočet zrychlení a_b

$$N = m_c \cdot g, F_t = F, F_t = f \cdot N, F = m_c \cdot a_b$$

$$m_c \cdot a_b = f \cdot m_c \cdot g$$

$$a_b = f \cdot g = 0,75 \cdot 9,81 = 7,36 \text{ ms}^{-2} \quad (22)$$

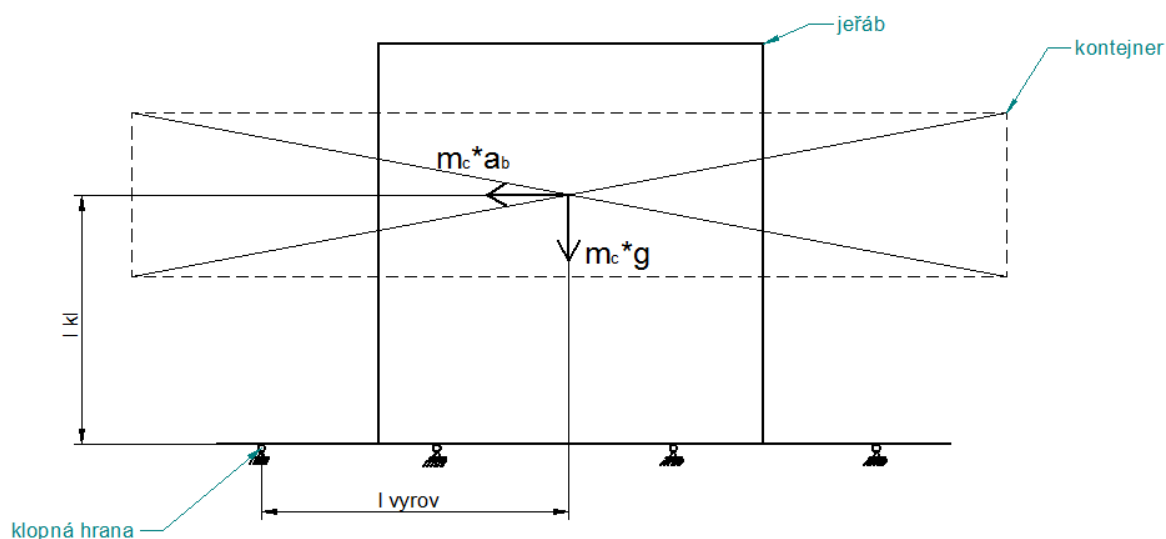
kde:

a_b [ms⁻²] zrychlení při nouzovém brzdění
 N [N] normálová síla na podložku
 m_c [kg] celková hmotnost jeřábu
 F_t [N] třecí (brzdná síla)
 f [1] součinitel tření mezi pryží a betonem

Nejčastěji udávaný součinitel tření mezi pryží a suchou betonovou podložkou je 0,75.

Kontrola, zda nedojde k překlopení jeřábu během nouzového brzdění

Jelikož není známa přesná poloha těžiště nákladu v kontejneru, je uvažována poloha dle Obr. 7. Během pojezdu jeřábu by měl být kontejner ve spodní poloze, z důvodu zmenšení klopných momentů, pro kontrolní výpočet je však nutné uvažovat, že toto dodrženo není a kontejner se nachází v horní části zdvihu jeřábu.



Obr. 7 Znáznornění klopících a vyrovnávacích sil

Kontrolní výpočet:

$$M_{vyrov} > M_{kl}$$

$$M_{vyrov} = m_c \cdot g \cdot l_{vyrov} = 110000 \cdot 9,81 \cdot 3,85 = 4154535 \text{ Nm} \quad (23)$$

$$M_{kl} = m_c \cdot a_b \cdot l_{kl} = 110000 \cdot 7,36 \cdot 9 = 7286400 \text{ Nm}$$

kde:

M_{vyrov} [Nm]	Moment vyrovnávací
M_{kl} [Nm]	Moment klopný
l_{vyrov} [m]	Vzdálenost mezi působišťem vyrovnávací síly a klopnou hranou
l_{kl} [m]	Vzdálenost mezi působišťem klopné síly a klopnou hranou

Z výsledků je patrné, že klopný moment je větší, než moment vyrovnávací. Jeřáb by se při nouzovém brzdění převrátil. Proto je nutné použít omezovač brzdné síly, který zmenší brzdné zrychlení. Toto ovšem povede na prodloužení brzdné dráhy.



Vzhledem k tomu, že poloha působišť je velmi nestandardní vůči provozním podmínkám, kontrolní výpočet nevyhovuje. Ve volbě výšky působišť je zohledněn i lidský faktor, kdy obsluha jeřábu poruší předpis a pojedí maximální rychlosti s nákladem nestandardně vysoko. Z tohoto důvodu je nutné zakomponovat do pojezdu jeřábu i omezovač brzdné síly, který umožní maximální brzdné zrychlení 4 ms^{-2} .

Kontrolní výpočet:

$$M_{vyrov} > M_{kl}$$

$$M_{vyrov} = m_c \cdot g \cdot l_{vyrov} = 110000 \cdot 9,81 \cdot 3,85 = 4154535 \text{ Nm} \quad (24)$$

$$M_{kl} = m_c \cdot a_{b1} \cdot l_{kl} = 110000 \cdot 4 \cdot 9 = 3690000 \text{ Nm}$$

Po úpravě brzdné síly (brzdícího zrychlení) kontrolní výpočet vyhovuje. Během nouzového brzdění nedojde k převrácení jeřábu.

5.3.10 ZATÍŽENÍ SNĚHEM A NÁMRAZOU

Při zatížení sněhem a námrazou se počítá se zvětšením plochy vystavené větru mimo provoz. Během provozu jeřábu tento stav nenastane, před zahájením provozu je nutné sníh a námrazu odstranit s konstrukce jeřábu.

Plochy vystavené větru jsou zvětšeny o 10%.

$$i_{10} = q(z) \cdot c \cdot A = 17322 \text{ N} \quad (25)$$

Tab. 8 Hodnoty pro výpočet zatížení větrem mimo provoz a zatížení sněhem a námrazou

Prvek	Ch. plocha A [m ²]	Aerodyn. součinitel c [1]	Zatížení
Nosná konstrukce	11,3	2	16909
Ostatní plochy (odhad)	1,1	1,5	412,5
Celkem			17322



5.3.11 PŘEHLED ÚČINKŮ ZATÍŽENÍ

Tab. 9 Přehled účinků zatížení

Účinky zatížení		
Název	označení	hodnota [N]
Zatížení od hmotnosti jeřábu	i_1	588600
Zatížení od hmotnosti břemena zdvihu	i_2	490500
Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu	i_3	1079100
Zatížení od zrychlení od pohonu zdvihu	i_4	147150
Zatížení větrem za provozu	i_5	23680
Zatížení od zdvihání volně ležícího břemena	i_6	490500
Zatížení způsobená větrem mimo provoz	i_7	15759
Zatížení při zkouškách	i_{8dyn}	539550
	i_{8stat}	613125
Nouzové zastavení	i_9	440000
Zatížení sněhem a námrazou	i_{10}	17322

5.4 VÝPOČET KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Tabulka s přehledem dynamických součinitelů zatížení a s přehledem kombinací je umístěna v příloze.

Vyhodnocení zatížení a určení nejnepříznivější kombinace

Z výsledných hodnot kombinací je zřejmé, že nejnepříznivějšího účinku zatížení je dosaženo během kombinace A1 – zdvihání a ukládání břemene. Během následujících výpočtů byly hodnoty zatěžujících sil působících na konstrukci jeřábu zvětšeny o příslušné součinitele zatěžovacího stavu A1.



Tab. 10 Tabulka použitých součinitelů

Zatížení	Název součinitele	Označení	Hodnota	Celkový souč. bezpečnosti γ_p	Dílčí souč. spolehlivosti materiálu γ_m	Výsledný součinitel
Vlastní hmotnost jeřábu	Dynamický součinitel pro účinky na vlastní hmotnosti jeřábu	ϕ_1	1,05	1,48	1,1	2,09
	Dílčí součinitel bezpečnosti pro hmotnost jeřábu	γ_{p1}	1,22			
Hmotnost břemena	Dynamický součinitel pro účiny setrvačnosti a tíhy při zvedání	ϕ_2	1,143			2,49
	Dílčí součinitel bezpečnosti pro hmotnost břemena zdvihu	γ_{p2}	1,34			

Vynechané kombinace zatížení

C4: Jeřáb s břemenem v kombinaci se zatížením silami na nárazníky

- jeřáb není vybaven koncovými nárazníky

C5: Jeřáb s břemenem v kombinaci se zatížením klopícími silami

-neuvažuje se klopení profilů

C8: Jeřáb s břemenem v kombinaci se zatížením silami od vnějšího dynamického buzení
podloží jeřábu

- neuvažují se účinky vyvolané seizmickým buzením

C9: Jeřáb při montáži, demontáži a dopravě

- Nepředpokládá se častá montáž, demontáž nebo přeprava jeřábu



5.4.1 VÝPOČET STABILITY TUHÉHO TĚLESA

Tabulka s přehledem kombinací pro prokázání stability tuhého tělesa je umístěna v příloze.

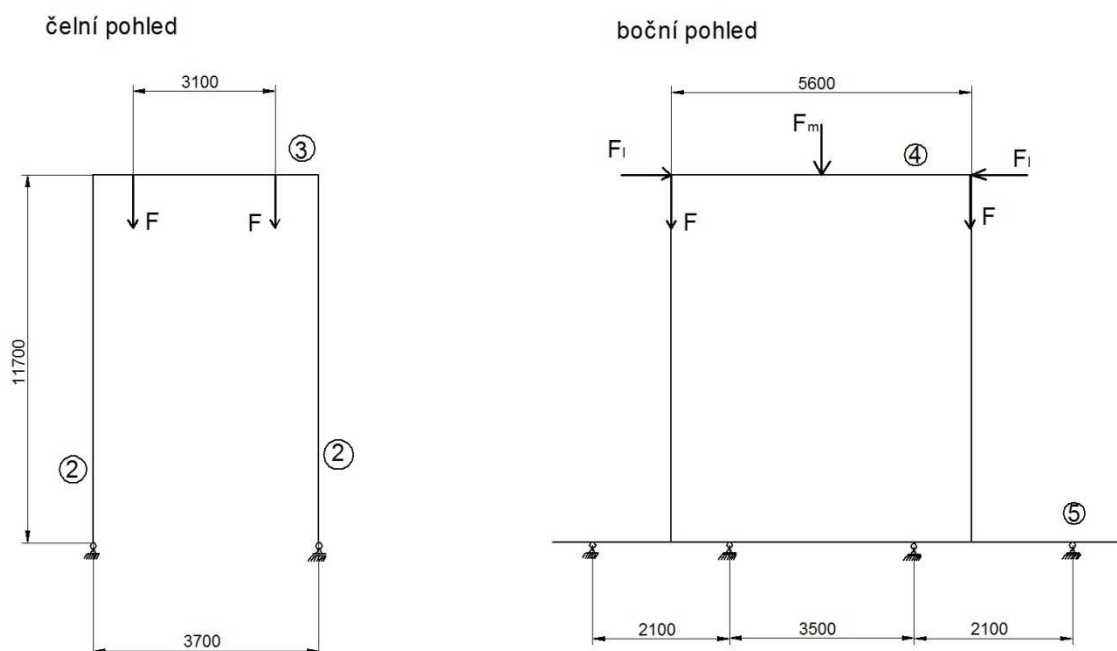
Vyhodnocení stability tuhého tělesa

Z výsledných hodnot kombinací je zřejmé, že nejnepříznivějšího účinku je dosaženo během kombinace C3. Jelikož je součet svislých sil menší než součet svislých sil u kombinace A1, která byla použita při kontrole ocelové konstrukce jeřábu, můžeme konstatovat, že je prokázána stabilita tuhého tělesa.



6 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH KONSTRUKCE

6.1 PRVOTNÍ NÁVRH KONSTRUKCE A ZATĚŽUJÍCÍCH SIL



Obr. 8 Předběžný návrh konstrukce

Na Obr. 8 lze vidět následující pruty:

Prut 2 – Stojina

Prut 3 – Příčný nosník horního rámu

Prut 4 – Podélný nosník horního rámu

Prut 5 – Podvozkový nosník

Uvnitř nosníku označeným jako prut 5 jsou umístěny pohony kol, včetně ovládání natáčení kol podvozku a závěsu kol.

Síly zobrazené na obrázku:

F – Síla od břemena

$$F = Q \cdot g \cdot 0,6 = 60000 \cdot 9,81 \cdot 0,6 = 353160 \text{ N} \quad (26)$$

Jelikož není zaručeno přesné rozmístění nákladu v kontejneru (těžiště se s největší pravděpodobností nenachází na průsečíku diagonál kontejneru), je uvažováno, že zatížení jedné lanové větve zdvihového mechanismu jako 60% z celkové maximální hmotnosti břemene a hmotnosti stálého břemene.

**F_l - Síla od lana (stlačuje prut 4)**

$$F_l = \frac{Q}{i \cdot \eta} = \frac{353160}{8 \cdot 0,93} = 47467 \text{ N} \quad (27)$$

Pro všechny čtyři náviny je volen jeden společný buben, tudíž prut 4 bude stlačován silou od lana.

F_m - Síla od hmotnosti zdvihacího ústrojí (motor, převodovka, bubny)

$$F_m = Q_2 \cdot g = 5000 \cdot 9,81 = 49050 \text{ N} \quad (28)$$

Hmotnost zdvihového mechanismu (motor, převodovka, buben, příslušenství) není zanedbatelná. Pro zjednodušení je nahrazena osamělou silou, která působí uprostřed prutu 4.

6.2 VOLBA MATERIÁLU A TYPU PROFILŮ

Vzhledem k tomu, že se jedná o celkem masivní konstrukci, není vhodné použití uzavřených čtvercových válcovaných profilů (jákl). Během původních výpočtů v některých případech ani nebylo možné volit toto řešení z důvodů nedostatečné velikosti ani těch největších standardně vyráběných řad od dostupných výrobců. Z tohoto důvodu je konstrukce navržena ze svařovaných skříňových nosníků. Ty umožňují i větší variabilitu rozměru pro umístění některých důležitých prvků dovnitř nosníku (např. v podvozkovém nosníku jsou umístěny pohony a ovládací prvky pojezdu).

Volba materiálu byla ovlivněna velikostí konstrukce. Z tohoto důvodu nebyla volena ocel S235, která je běžně používána pro ocelové svařované konstrukce, ale ocel S355 s vyšší hodnotou meze kluzu. Tento materiál používá většina renomovaných výrobců tohoto druhu jeřábu. Volba materiálu s vyšší mezí kluzu taky umožnila zmenšení rozměrů dílu a tím i celkovou redukci hmotnosti konstrukce jeřábu.

Tab. 11 Vlastnosti materiálu [9]

Označení oceli	Norma	Tloušťka t [mm]	Jmenovitá hodnota	
			f _y mez kluzu [MPa]	f _u mez pevnosti [MPa]
S355	EN 10025-2	t < 16	355	490
		16 < t < 40	345	



6.3 NÁVRH NOSNÉ KONSTRUKCE

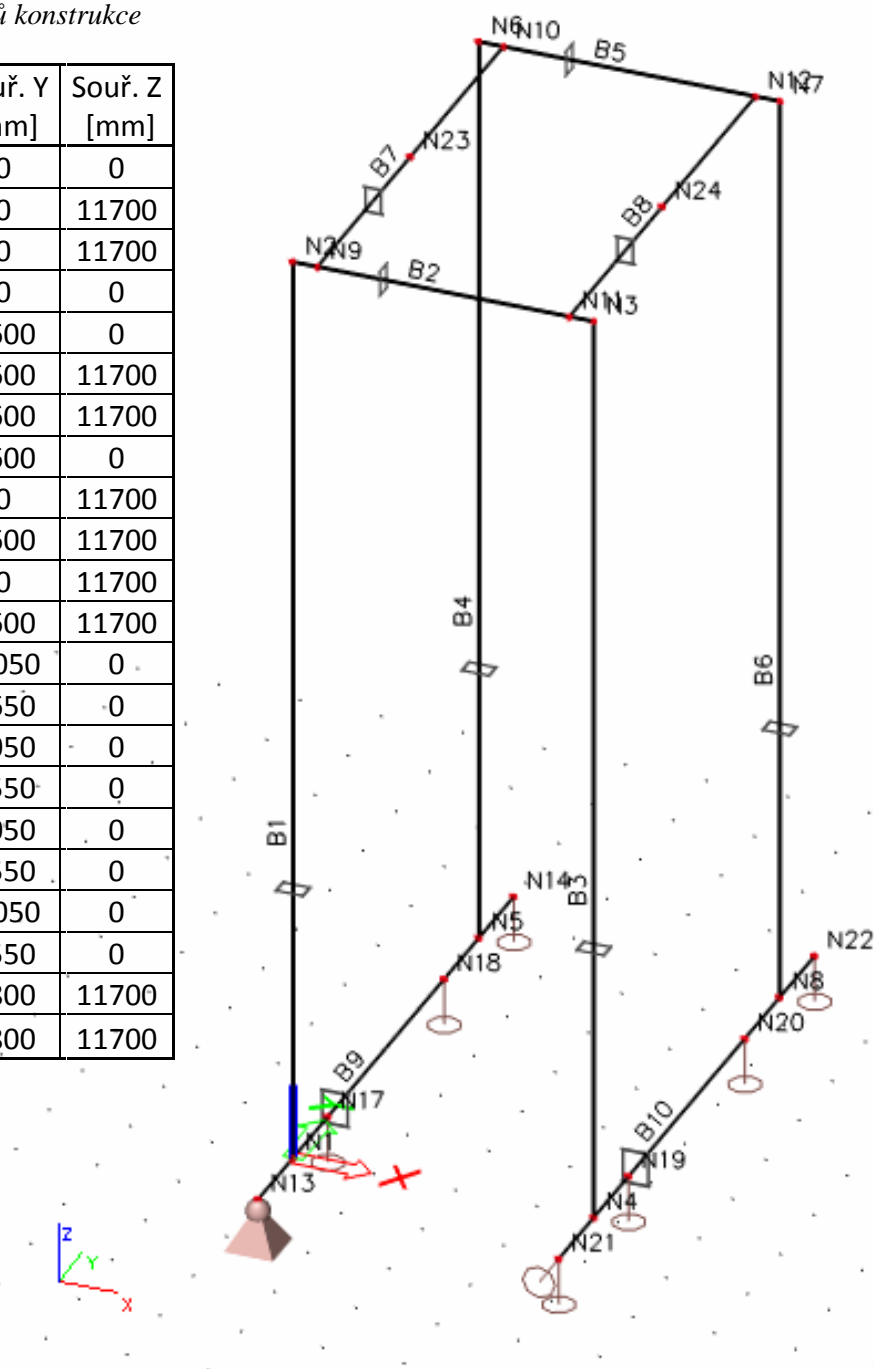
Prutový model konstrukce byl modelován v prostředí programu Scia Engineer 2014. Kde byly zadány všechny parametry konstrukce, rozměry nosníku, jejich délky, zatížení a zatěžovací stavy.

6.3.1 ZADÁNÍ KONSTRUKCE DO PROGRAMU SCIA ENGINEER

Při výběru typu projektu byl zvolen 3D prostorový ocelový rám (rám YXZ)

Tab. 12 Souřadnice uzlů konstrukce

Uzel	Souř. X [mm]	Souř. Y [mm]	Souř. Z [mm]
N1	0	0	0
N2	0	0	11700
N3	3700	0	11700
N4	3700	0	0
N5	0	5600	0
N6	0	5600	11700
N7	3700	5600	11700
N8	3700	5600	0
N9	300	0	11700
N10	300	5600	11700
N11	3400	0	11700
N12	3400	5600	11700
N13	0	-1050	0
N14	0	6650	0
N17	0	1050	0
N18	0	4550	0
N19	3700	1050	0
N20	3700	4550	0
N21	3700	-1050	0
N22	3700	6550	0
N23	300	2800	11700
N24	3400	2800	11700

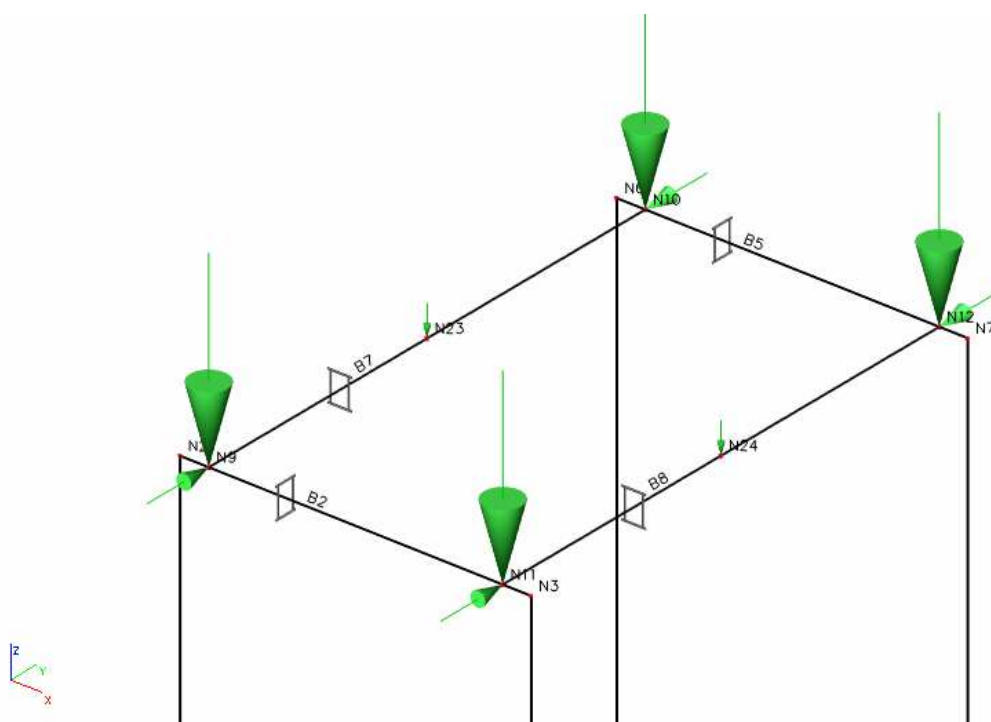


Obr. 9 Model konstrukce v programu SCIA ENGINEER

Místa, kde jsou reálně umístěna pojezdová kola, jsou v modelu nahrazena vazbami, které jsou schopny zachytit síly pouze ve směru osy Z. To ale zapříčinilo, že se soustava mohla pohybovat ve směru X a Y. Program tento problém neuměl řešit. Proto bylo nutné v jedné vazbě zachytit i pohyb ve směru těchto os. Reakce v této vazbě ve směru osy X i Y jsou nulové, tudíž zachycení posuvů v těchto směrech nemělo žádný vliv na výsledky.

6.3.2 PŘÍŘAZENÍ ZATĚŽUJÍCÍCH SIL

Podle předběžného návrhu konstrukce a zatěžujících sil byly do modelu umístěny v příslušných místech, příslušných směrech a příslušných velikostech zatěžující síly.



Obr. 10 Zatěžující síly

Tab. 13 Přehled zatěžujících sil v jednotlivých uzlech

Uzel	F _x [kN]	F _y [kN]	F _z [kN]
N9	0	50	-350
N10	0	-50	-350
N11	0	50	-350
N12	0	-50	-350
N23	0	0	-25
N24	0	0	-25

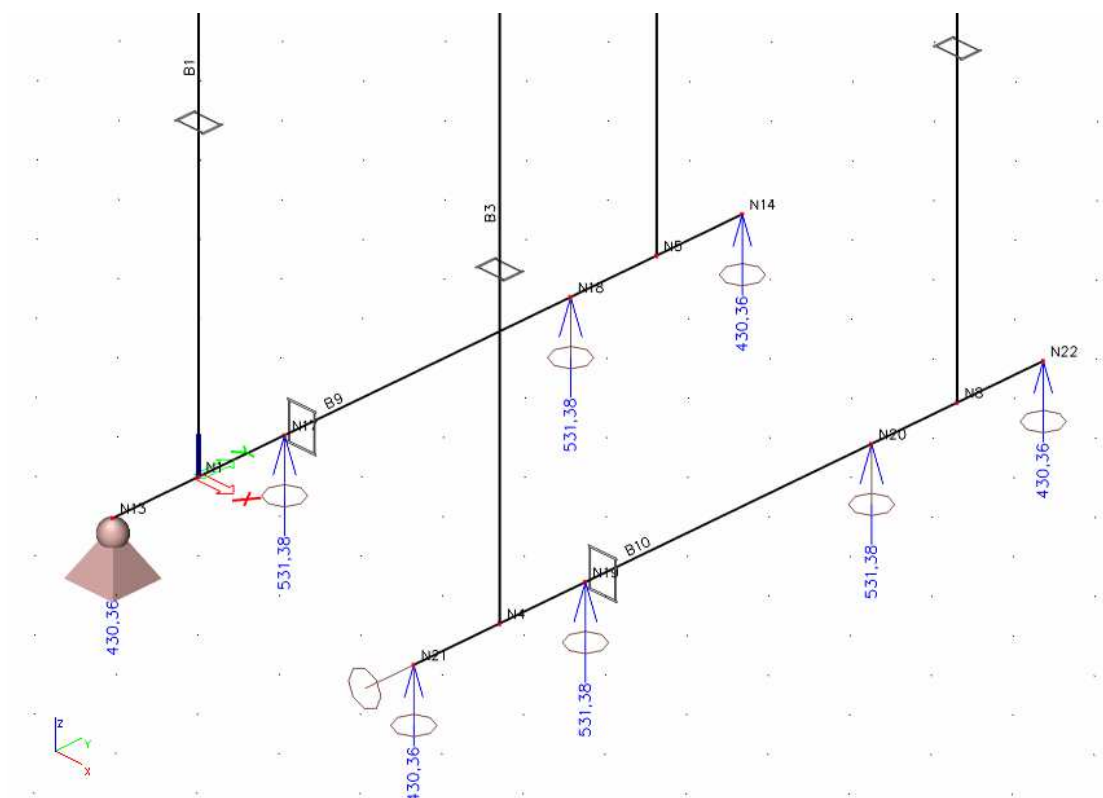
6.3.3 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Dle předem zvolených dynamických součinitelů byly do programu zadány jednotlivé výsledné součinitele zatížení. Hodnoty součinitelů viz Tab. 10.

6.3.4 REAKCE V PODPORÁCH

Tab. 14 Přehled reakcí v jednotlivých podporách

Uzel	R _x [kN]	R _y [kN]	R _z [kN]
N13	0	0	430,36
N17	0	0	531,38
N18	0	0	531,38
N14	0	0	430,36
N22	0	0	430,36
N20	0	0	531,38
N19	0	0	531,38
N21	0	0	430,36



Obr. 11 Reakce v podporách



6.3.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA JEDNOTLIVÝCH PRUTŮ

Každý z jednotlivých prutů byl navržen předběžným výpočtem, poté byly jeho rozměry a hmotnost zadány do programu. Následně byly vygenerovaný průběhy jednotlivých složek VVÚ a byla provedena pevnostní kontrola.

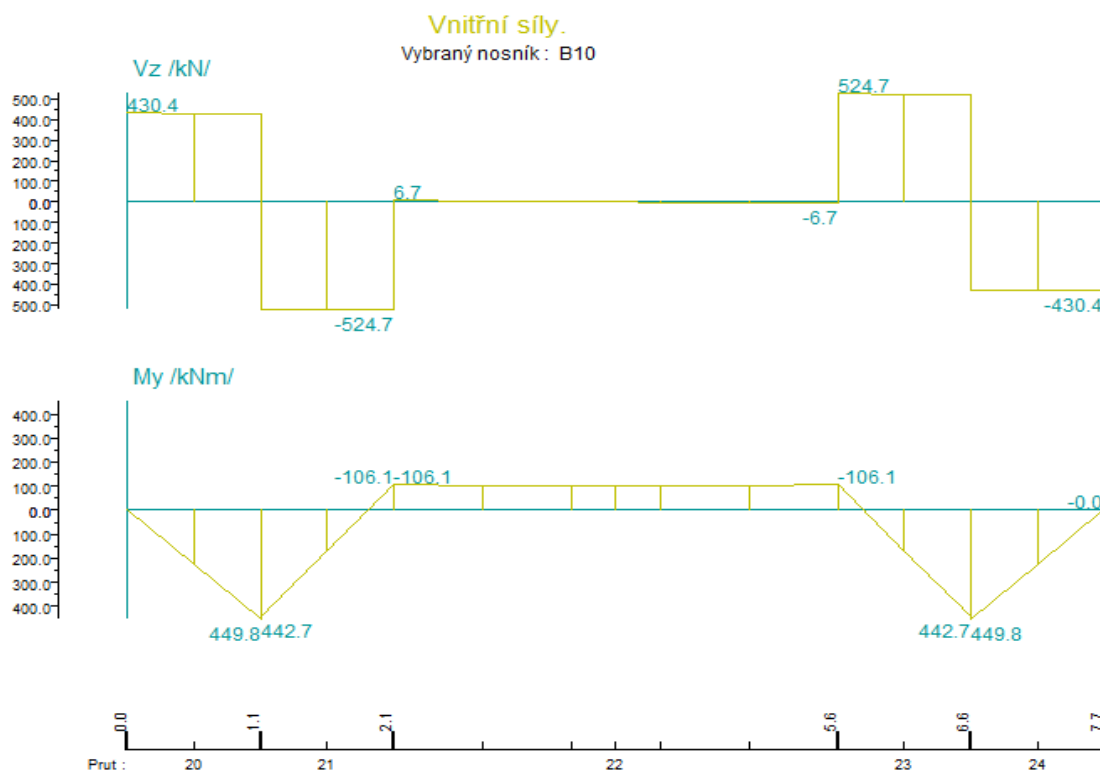
Prut č. 5 – Podvozkový nosník

Předběžným výpočtem byly navrženy tyto rozměry:

Tab. 15 Návrh rozměrů podvozkového nosníku

Tloušťka pásnice	tha	20	mm
Tloušťka stojiny	thb	15	mm
Vnitřní vzdálenost mezi pásnicemi	Bb	460	mm
Šířka pásnice	Ba	400	mm
Celková výška nosníku	B	500	mm
Plocha průřezu	Sc _p	0,03	m ²
Vzdálenost krajních vláken od těžiště	e _p	250	mm
Kvadratický moment	I _{xp}	9,224 x 10 ⁻⁴	m ⁴
Modul průřezu v ohybu	W _{op}	3,69 x 10 ⁻³	m ³
Hmotnost jednoho metru	m ₅	235,5	kg/m

Průběh VVÚ na nosníku:



Obr. 12 Průběh VVÚ podvozkového nosníku



Na nosníku se vyskytovali i další složky VVÚ, jejich velikost však s porovnáním s hlavními složkami byla nepatrná a pro výpočet zanedbatelná

Síly působící v nebezpečném průřezu (průřez ve vzdálenosti 1,1m, resp. 6,6m):

Ohybový moment

$$M_{op} = 449800 \text{ Nm} \quad (29)$$

Posouvající síla

$$T_p = 520700 \text{ N} \quad (30)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{op} = \frac{M_{op}}{W_{op}} = \frac{449800}{3,69 \cdot 10^{-3}} = 121,91 \text{ MPa} \quad (31)$$

Smykové napětí

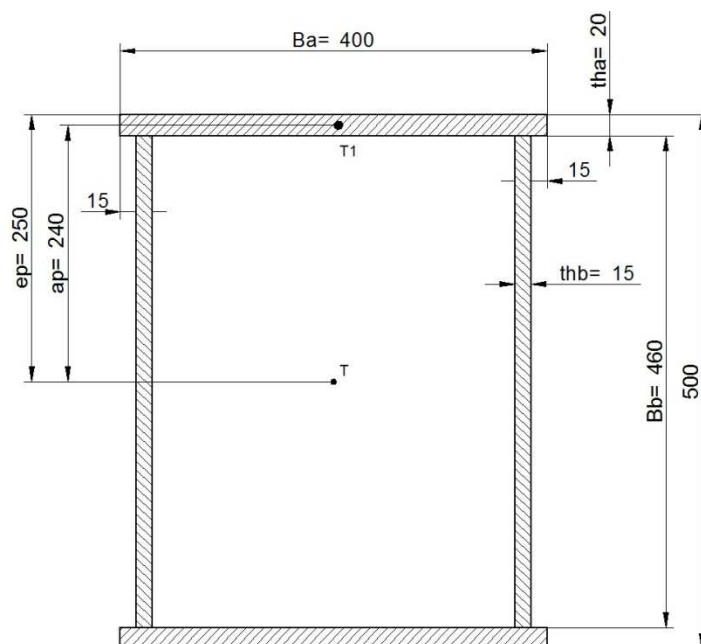
$$\tau_p = \frac{T_p}{S_{cp}} = \frac{520700}{520700} = 54,25 \text{ MPa} \quad (32)$$

V nebezpečném průřezu působí ohybové i smykové napětí, avšak každé v jiném místě průřezu. Nebezpečnější místo je to, ve kterém působí ohybový moment, proto se součinitel bezpečnosti spočte k hodnotě ohybového momentu:

$$k_5 = \frac{fy}{\sigma_{op}} = \frac{345}{121,91} = 2,83$$

Výpočtem bylo zjištěno, že výsledný součinitel bezpečnosti je dostatečný, navržený nosník vyhovuje.

Průřez podvozkovým nosníkem



Obr. 13 Profil podvozkového nosníku

Prut č. 4 – podélný nosník horního rámu

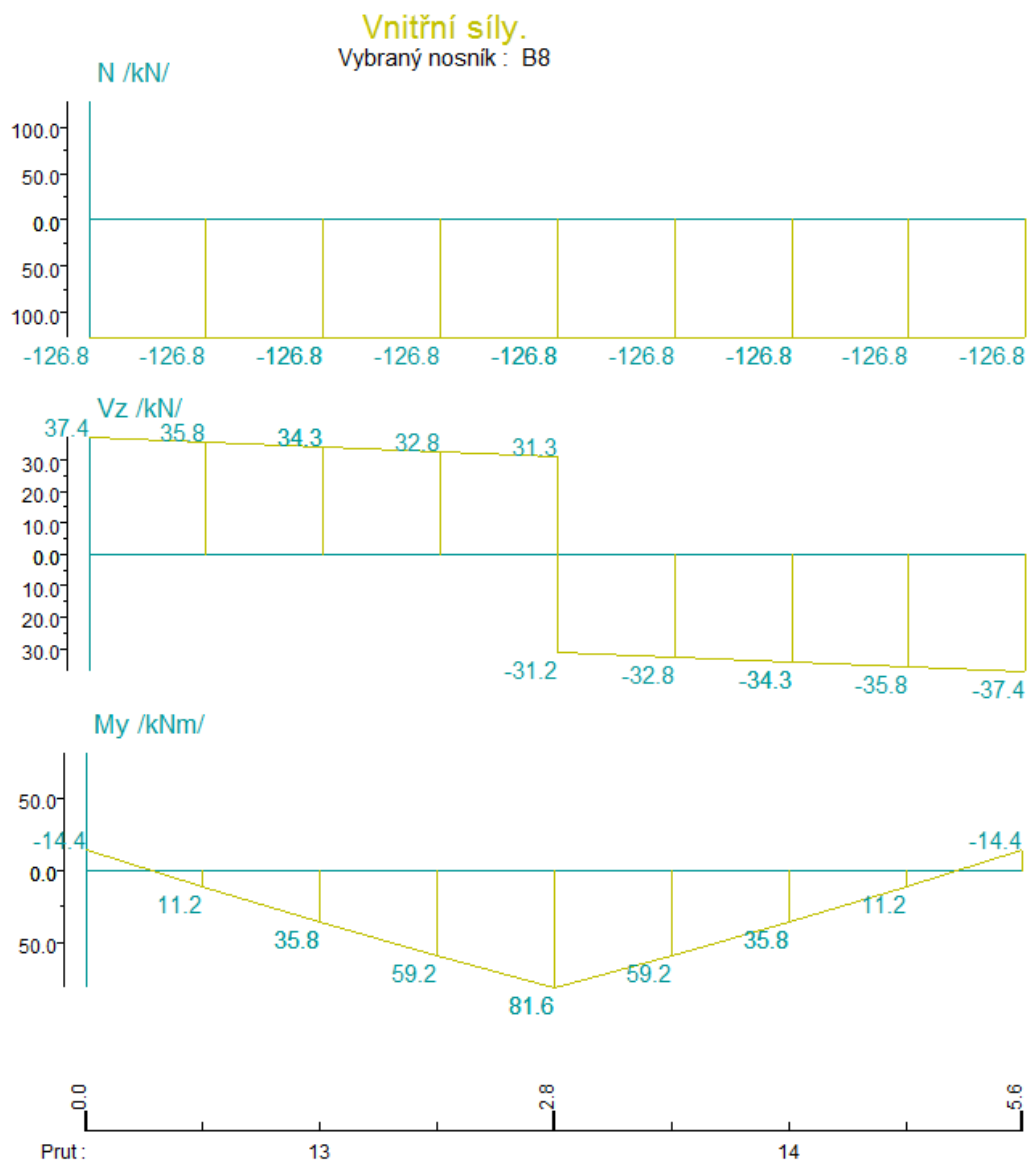
Předběžným výpočtem byly navrženy tyto rozměry.

Tab. 16 Návrh rozměrů podélného nosníku horního rámu

Tloušťka pásnice	$th_{a_{rpp}}$	15	mm
Tloušťka stojiny	$th_{b_{rpp}}$	10	mm
Vnitřní vzdálenost mezi pásnicemi	Bb_{rpp}	270	mm
Šířka pásnice	Ba_{rpp}	250	mm
Celková výška nosníku	B_{rpp}	300	mm
Plocha průřezu	S_{crpp}	0,013	m ²
Vzdálenost krajních vken od těžiště	e_{rpp}	150	mm
Kvadratický moment	I_{xrpp}	$1,525 \times 10^{-4}$	m ⁴
Modul průřezu v ohybu	$W_{o_{rpp}}$	$1,017 \times 10^{-3}$	m ³
Hmotnost jednoho metru	m_4	102,05	kg/m



Průběh VVÚ na nosníku:



Obr. 14 Průběh VVÚ podélného nosníku horního rámu

Na nosníku se vyskytovaly také další složky VVÚ, ale jejich velikost oproti hlavním složkám byla nepatrná a pro výpočet zanedbatelná.



Síly působící v nebezpečném průřezu nosníku (průřez ve vzdálenosti 2,8m):

Tlak

$$N_{rpp} = 126800 \text{ N} \quad (33)$$

Posouvající síla

$$T_{rpp} = 31300 \text{ N} \quad (34)$$

Ohybový moment

$$M_{orpp} = 81600 \text{ Nm} \quad (35)$$

Tlakové napětí

$$\sigma_{trpp} = \frac{N_{rpp}}{S_{crpp}} = \frac{126800}{0,013} = 9,83 \text{ MPa} \quad (36)$$

Smykové napětí

$$\tau_{rpp} = \frac{T_{rpp}}{S_{crpp}} = \frac{31300}{0,013} = 2,43 \text{ MPa} \quad (37)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{orpp} = \frac{M_{orpp}}{W_{orpp}} = \frac{81600}{1,017 \cdot 10^{-3}} = 80,73 \text{ MPa} \quad (38)$$

Výsledné normálové napětí

$$\sigma_{crpp} = \sigma_{trpp} + \sigma_{orpp} = 9,83 + 80,73 = 90,56 \text{ MPa} \quad (39)$$

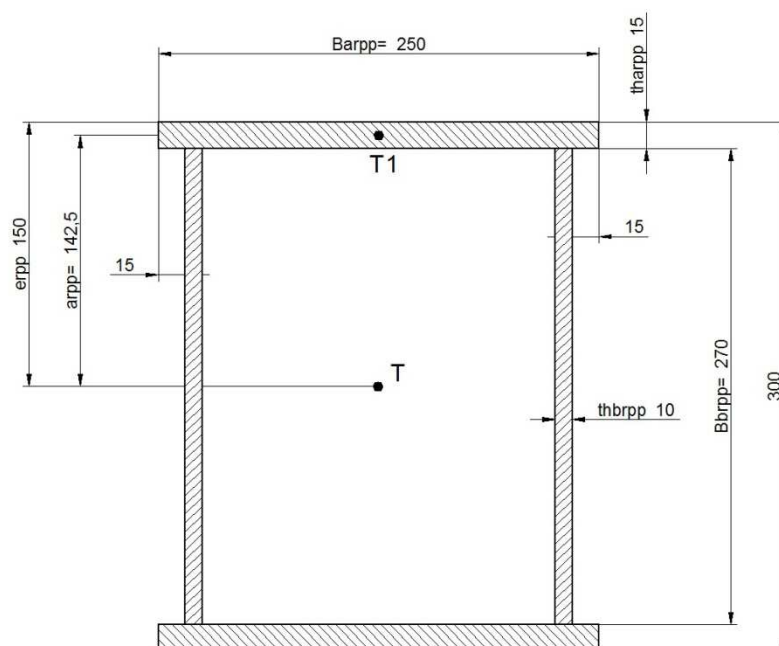
Smykové napětí opět působí na jiném nebezpečném místě v nebezpečném průřezu, než normálová napětí. Navíc má zanedbatelnou hodnotu, proto se součinitel bezpečnost spočte z normálových napětí:

$$k_4 = \frac{fy}{\sigma_{crpp}} = \frac{345}{90,56} = 3,8 \quad (40)$$

Výpočtem bylo zjištěno, že výsledný součinitel bezpečnosti je dostatečný, navržený nosník vyhovuje.



Průřez podélného nosníku horního rámu



Obr. 15 Profil podélného nosníku horního rámu

Nosník č. 3 – příčný nosník horního rámu

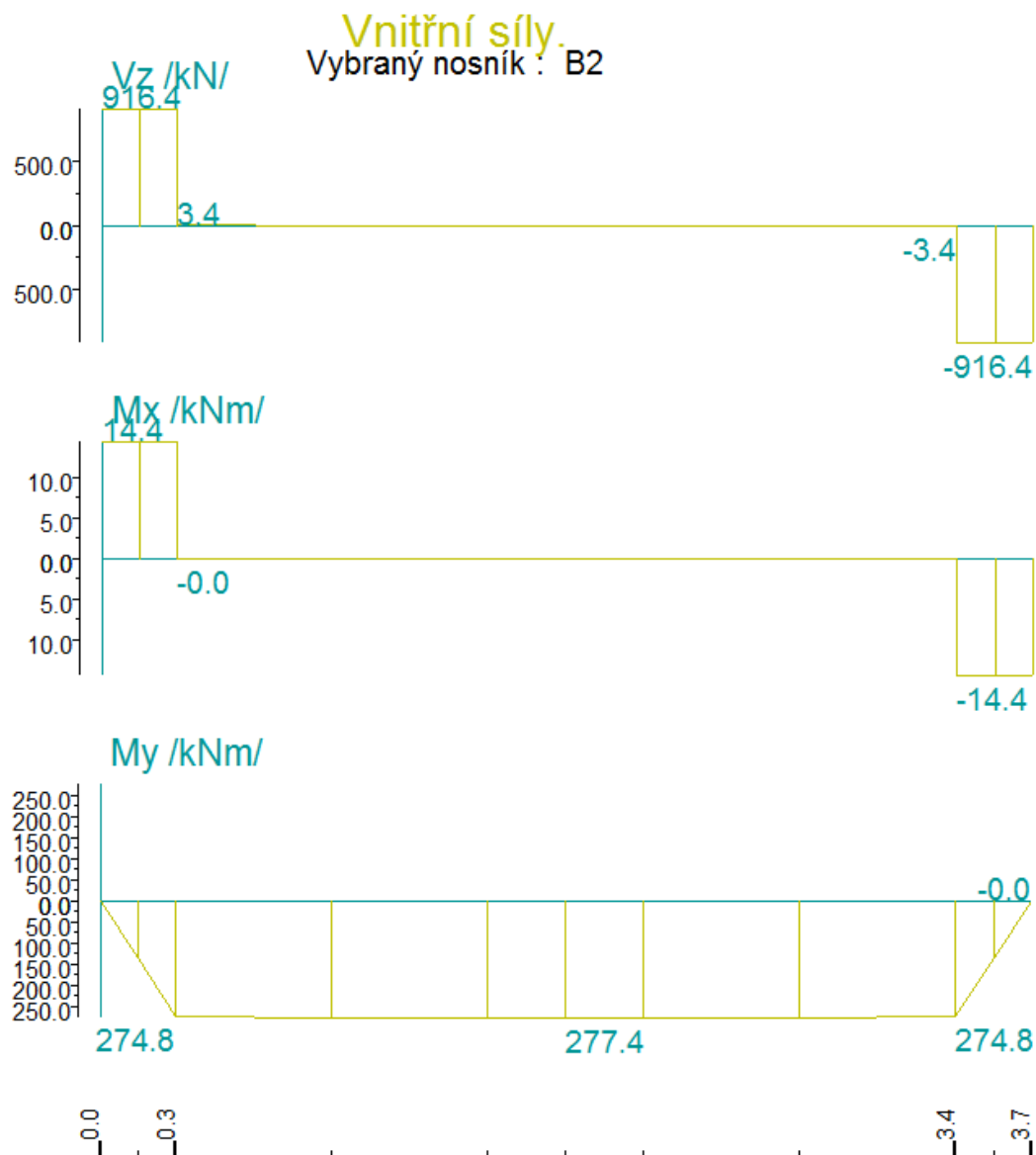
Předběžným výpočtem byly navrženy tyto rozměry

Tab. 17 Návrh rozměrů příčného nosníku horního rámu

Tloušťka pásnice	$th_{ar_{p}}$	20	mm
Tloušťka stojiny	$th_{b_{r_{p}}}$	15	mm
Vnitřní vzdálenost mezi pásnicemi	$Bb_{r_{p}}$	460	mm
Šířka pásnice	$Ba_{r_{p}}$	400	mm
Celková výška nosníku	$B_{r_{p}}$	500	mm
Plocha průřezu	S_{crp}	0,022	m ²
Vzdálenost krajních vken od těžiště	$e_{r_{p}}$	250	mm
Kvadratický moment	$I_{x_{rp}}$	$4,049 \times 10^{-4}$	m ⁴
Modul průřezu v ohybu	$W_{or_{p}}$	$2,024 \times 10^{-3}$	m ³
Hmotnost jednoho metru	m_3	172,7	kg/m



Průběhy VVÚ na nosníku



Obr. 16 Průběh VVÚ příčného nosníku horního rámu

Na nosníku se vyskytly také další složky VVÚ ale jejich velikost oproti hlavním byla nevýrazná a pro výpočet zanedbatelná.



Síly působící v nebezpečném průřezu (průřez ve vzdálenosti 0,3m, resp. 3,4m):

Posouvající síla

$$T_{rp} = 916400 \text{ N} \quad (41)$$

Ohybové momenty

$$M_{ox rp} = 14400 \text{ Nm} \quad (42)$$

$$M_{oy rp} = 274800 \text{ Nm}$$

Výsledný ohybový moment

$$M_{or p} = \sqrt{M_{ox rp}^2 + M_{oy rp}^2} = \sqrt{14400^2 + 274800^2} = 275200 \text{ Nm} \quad (43)$$

Smykové napětí

$$\tau_{rp} = \frac{T_{rp}}{S_{c rp}} = \frac{916400}{0,022} = 41,61 \text{ MPa} \quad (44)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{or p} = \frac{M_{or p}}{W_{or p}} = \frac{275200}{2,024 \cdot 10^{-3}} = 135,93 \text{ MPa} \quad (45)$$

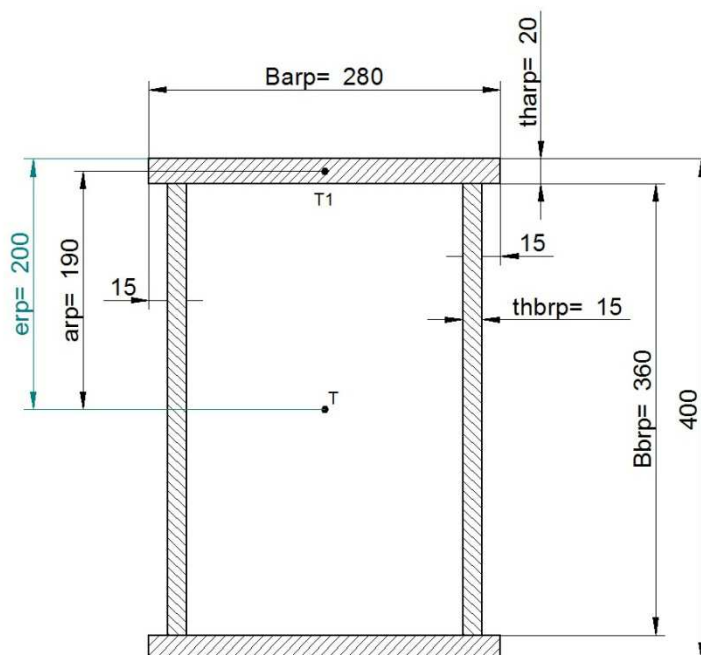
Součinitel bezpečnosti nosníku

$$k_3 = \frac{fy}{\sigma_{or p}} = \frac{345}{135,93} = 2,54 \quad (46)$$

Výpočtem bylo zjištěno, že součinitel bezpečnosti nosníku je dostatečný, navržený nosník vyhovuje.



Průřez příčného nosníku horního rámu



Obr. 17 Profil příčného nosníku horního rámu

Nosník č. 2 - stojina

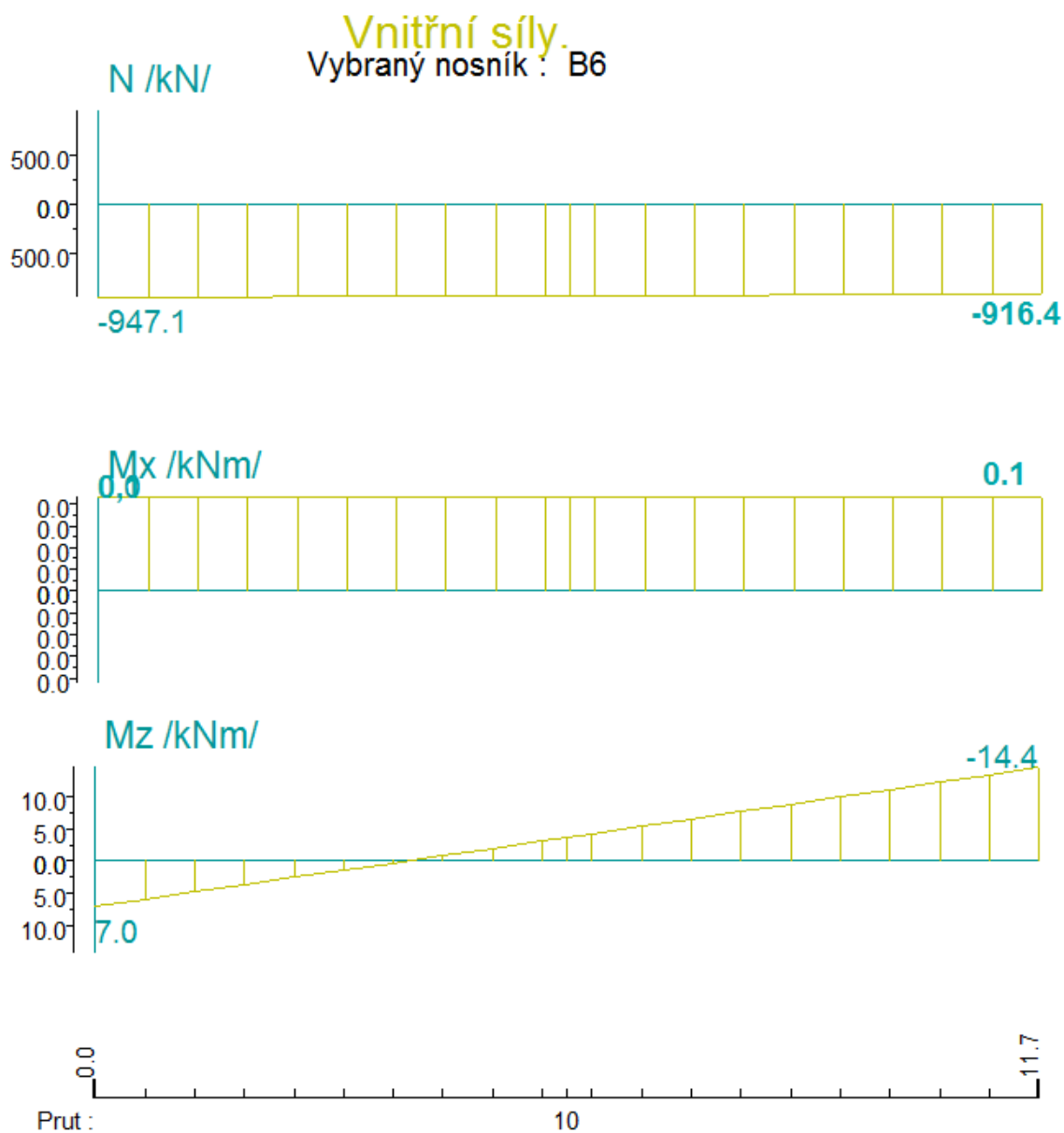
Předběžným výpočtem byly navrženy tyto rozměry

Tab. 18 Návrh rozměrů stojiny

Tloušťka pásnice	th_{a_s}	25	mm
Tloušťka stojiny	th_{b_s}	15	mm
Vnitřní vzdálenost mezi pásnicemi	Bb_s	350	mm
Šířka pásnice	Ba_s	280	mm
Celková výška nosníku	B_s	400	mm
Plocha průřezu	S_{cs}	0,025	m ²
Vzdálenost krajních vláken od těžiště	e_s	200	mm
Kvadratický moment	I_{xs}	$4,931 \times 10^{-4}$	m ⁴
Modul průřezu v ohybu	W_{os}	$2,466 \times 10^{-3}$	m ³
Hmotnost jednoho metru	m_2	196,25	kg/m



Průběh VVÚ na nosníku



Obr. 18 Průběh VVÚ stojiny

Síly působící v nebezpečných průřezech (průřezy ve vzdálenosti 0m a 11,7m):

Tlak

$$N_{s\ 0.0} = 947100\ N \quad (47)$$

$$N_{s\ 11.7} = 916400\ N$$



Ohyb

$$M_{oxs} = 100 \text{ Nm}$$

$$M_{ozs\ 0.0} = 7000 \text{ Nm} \quad (48)$$

$$M_{ozs\ 11.7} = 14400 \text{ Nm}$$

Výsledné ohybové momenty

$$M_{os\ 0.0} = \sqrt{M_{oxs}^2 + M_{ozs\ 0.0}^2} = \sqrt{100^2 + 7000^2} = 7001 \text{ Nm} \quad (49)$$

$$M_{os\ 11.7} = \sqrt{M_{oxs}^2 + M_{ozs\ 11.7}^2} = \sqrt{100^2 + 14400^2} = 14400 \text{ Nm}$$

Tlakové napětí

$$\sigma_{ts\ 0.0} = \frac{N_{s\ 0.0}}{S_{cs}} = \frac{947100}{0,025} = 38,66 \text{ MPa} \quad (50)$$

$$\sigma_{ts\ 11.7} = \frac{N_{s\ 11.7}}{S_{cs}} = \frac{916400}{0,025} = 37,40 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{os\ 0.0} = \frac{M_{os\ 0.0}}{W_{os}} = \frac{7001}{2,466 \cdot 10^{-3}} = 2,84 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$\sigma_{os\ 11.7} = \frac{M_{os\ 11.7}}{W_{os}} = \frac{14400}{2,466 \cdot 10^{-3}} = 5,84 \text{ MPa}$$

Normálová napětí

$$\sigma_{s\ 0.0} = \sigma_{ts\ 0.0} + \sigma_{os\ 0.0} = 38,657 + 2,839 = 41,50 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$\sigma_{s\ 11.7} = \sigma_{ts\ 11.7} + \sigma_{os\ 11.7} = 37,404 + 5,841 = 43,24 \text{ MPa}$$

Nebezpečný průřez stojiny se nachází v délce 11.7m

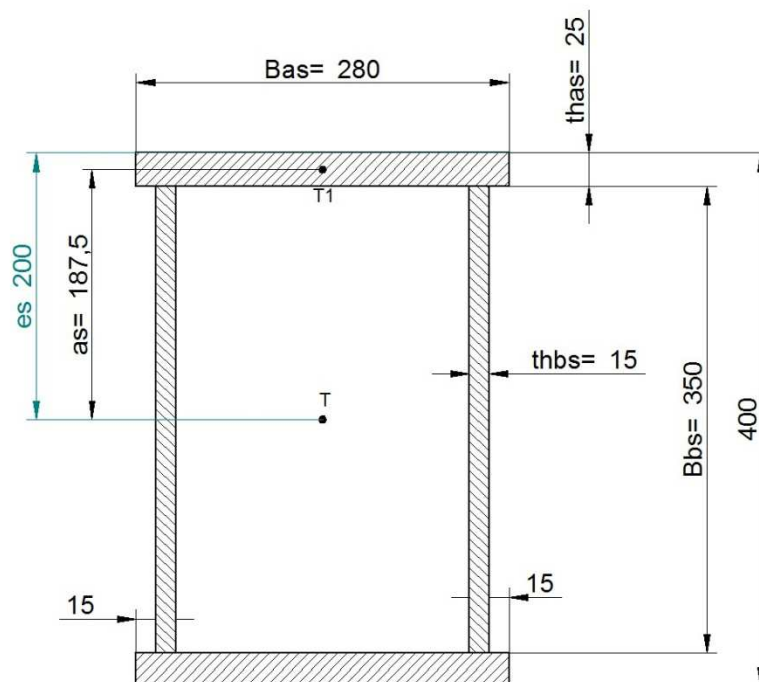
Součinitel bezpečnosti nosníku

$$k_2 = \frac{fy}{\sigma_{s\ 11.7}} = \frac{345}{43,24} = 8 \quad (53)$$

Výpočtem bylo zjištěno, že součinitel bezpečnosti nosníku je dostatečný, navržený nosník vyhovuje.



Průřez stojiny



Obr. 19 Profil stojiny

Vzhledem k tomu, že nosník č. 2 – stojina je značně namáhán tlakem, je nutné provést **kontrolu vzpěrné stability**.

Výchozí hodnoty

Kvadratický moment průřezu: $I_{xs} = 4,931 \times 10^{-4} \text{ m}^4$

Plocha průřezu nosníku: $S_{cs} = 0,025 \text{ m}^2$

Délka nosníku: $l_s = 11,7 \text{ m}$

Redukovaná délka nosníku:

$$l_0 = \mu \cdot l_s = 28,08 \text{ m} \quad (54)$$

kde:

μ [1] součinitel vzpěrné délky
 $\mu = 2,4$

- hodnota součinitele byla zjištěna pomocí výpočtu v programu Scia Engineer. Jako výchozí norma pro výpočet této hodnoty byl nastaven Eurokód 1991 - 3 zatížení konstrukcí [10].

**Kontrola na vzpěr**

Poloměr setrvačnosti průřezu:

$$i_s = \sqrt{\frac{I_{xs}}{S_{cs}}} = \sqrt{\frac{4,931 \times 10^{-4}}{0,025}} = 141,87 \text{ mm} \quad (55)$$

Štíhlost prutu:

$$\lambda = \frac{l_0}{i_s} = \frac{28,08}{0,14187} = 197,928 \quad (56)$$

Štíhlost $\lambda > 100$, pro výpočet kritického napětí vzpěrné stability bude použit vztah dle Eulera.

Kritické napětí dle Eulera:

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{197,928^2} = 52,91 \text{ Mpa} \quad (57)$$

kde:

E [Mpa] modul pružnosti oceli

Maximální tlakové napětí ve stojině:

$$\sigma_{ts0.0} = 38,66 \text{ MPa}$$

Podmínka vzpěrné stability:

$$\sigma_{kr} > \sigma_{ts0.0}$$

Nutná podmínka vzpěrné stability byla splněna, nosník vyhovuje.

Bezpečnost vůči meznímu stav vzpěrné stability

$$k_{2vz} = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{ts0.0}} = \frac{52,91}{38,66} = 1,4 \quad (58)$$



6.3.6 PŘEHLED MAXIMÁLNÍCH NAPĚTÍ A BEZPEČNOSTÍ

Tab. 19 Přehled maximálních napětí a bezpečností

Přehled kontrolních výpočtů				
Nosník	Max. napětí [MPa]	Mez kluzu materiálu [MPa]	Bezpečnost [1]	Závěr
2 - stojina	43,2	345	8	Vyhovuje
3 - příčný	135,9	345	2,54	Vyhovuje
4 -podélný	90,6	345	3,8	Vyhovuje
5 - podvozkový	121,9	345	2,83	Vyhovuje

6.3.7 KONTROLA NORMÁLOVÉ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI JEDNOTLIVÝCH PRVKŮ KONSTRUKCE

Tab. 20 Kontrola normálové únavové pevnosti

Nosník	Max. ohybový moment	Modul průřezu v ohybu	Max. napětí [MPa]	Dovolená hodnota únavové pevnost [MPa]		Zhodnocení
2 – stojina	14400	$2,466 \times 10^{-3}$	43,2	<	180	Vyhovuje
3 – příčný	14400	$2,024 \times 10^{-3}$	135,9	<	180	Vyhovuje
4 – podélný	81600	$1,017 \times 10^{-3}$	90,6	<	180	Vyhovuje
5 -podvozkový	449800	$3,69 \times 10^{-3}$	121,9	<	180	Vyhovuje

Dovolená hodnota únavové pevnosti viz [9].



6.4 DEFORMACE KONSTRUKCE

Z hlediska deformace je nejdůležitější posoudit, o kolik se při zatížení od sebe vzdálí pravý a levý podvozkový nosník. Je to důležité z hlediska správné funkce zvedání spreaderu s kontejnerem. Na vnitřní straně stojen jsou umístěny vodící lišty pro vedení spreaderu během zvedání a pro zamezení jeho rozhoupání během jízdy jeřábu. Kdyby byla deformace příliš velká, přesáhla by předem stanovenou vůli ve vedení, byl by jeřáb nepoužitelný. Proto je nutné zajistit dostatečnou tuhost konstrukce.

Ostatní deformace nosníků jsou výrazně menší než vzájemné vzdálení podvozkových nosníků. Tyto deformace nemají zásadní vliv na funkčnost jeřábu.

Maximální hodnota deformace je 113,2 mm. Tato hodnota je však v takové úrovni (0m nad zemí), kde se spreader během svého pohybu nedostane. Jeho nejnižší poloha během provozu jeřábu je zhruba na úrovni výšky jednoho kontejneru. Minimální výška kontejneru je 2,591 m. V této poloze je již deformace výrazně nižší, její hodnota je 86,1 mm.

V případě poruchy a nutné opravy spreaderu je konstrukce zatížená pouze vlastní vahou, tudíž je deformace výrazně menší a spreader se dostane do polohy přístupné technikům bez problému. Největší deformace konstrukce v nezatíženém stavu je 44,6 mm.

Obrázky s grafickým znázorněním deformací jsou umístěny v příloze.

7 MECHANISMUS ZDVIHU

Mechanismus zdvihu slouží k přemísťování břemene ve vertikálním směru, popřípadě jeho držení v určité výšce. Hlavní části tvoří nosné lano, soustava vodících kladek, lanový buben a pohon bubnu včetně brzdy.

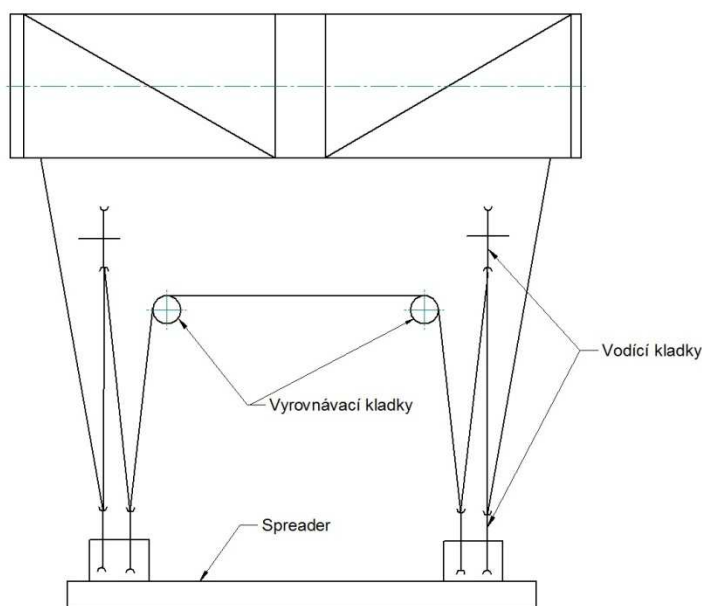
Lano je vedeno přes soustavu vodících kladek, které lano nasměrují na kladnici připevněnou k nosníku spreaderu. Systém je volen jako dvou návinový, oba konce lana jsou připevněna k lanovému bubnu.

Kladnice v tomto případě není klasická jako u většiny jeřábu. U tohoto druhu zdvihového ústrojí byla navržena jako systém kladek umístěných v rámu, který je napevno přivařen k nosníku spreaderu.

7.1 NÁVRH LANA

Schéma lanového převodu je na Obr. 20.

Výpočet proveden dle [11].



Obr. 20 Schéma lanového převodu

7.1.1 LANOVÝ PŘEVOD

$$i_{lp} = \frac{m}{n} = \frac{8}{2} = 4 \quad (59)$$

kde:

i_{lp}	[1]	lanový převod
m	[1]	počet nosných průřezů lana
n	[1]	počet návinů



7.1.2 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

$$\mu_c = \frac{1 - \eta^m}{m \cdot (1 - \eta)} = \frac{1 - 0,98^8}{8 \cdot (1 - 0,98)} = 0,93 \quad (60)$$

kde:

μ_c	[1]	účinnost kladkostroje [7]
μ	[1]	účinnost jedné kladky
		$\mu = 0,98$ pro uložení kladek na valivých ložiscích
m	[1]	počet nosných průřezů lana

7.1.3 SÍLA V LANĚ

Z důvodu nerovnoměrnosti rozložení nákladu v kontejneru (těžiště neleží přímo na průsečíku diagonál kontejneru), je uvažováno, že jedna lanová větev je zatížena 60% z celkové hmotnosti jmenovitého břemene a stálého břemene.

Zatížení od jmenovitého břemene

$$Q_{jb} = m_{jb} \cdot g = 50000 \cdot 9,81 = 490500 \text{ N} \quad (61)$$

kde:

m_{jb}	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
----------	------	------------------------------

Zatížení od stálého břemene

$$Q_s = m_{FA} \cdot g = 10000 \cdot 9,81 = 98100 \text{ N} \quad (62)$$

kde:

m_{FA}	[kg]	hmotnost stálého břemene (spreader + příslušenství)
----------	------	---

Celkové zatížení jedné lanové větve zdvihacího mechanismu

$$Q = (Q_{jb} + Q_s) \cdot 0,6 = (490500 + 98100) \cdot 0,6 = 353160 \text{ N} \quad (63)$$

Síla v laně

$$F_l = \frac{Q}{i_{lp} \cdot z \cdot \mu_c} = \frac{353160}{4 \cdot 2 \cdot 0,93} = 47467 \text{ N} \quad (64)$$

kde:

Q	[N]	celkové zatížení lanové větve
i_{lp}	[1]	lanový převod
z	[1]	počet větví lanového převodu
μ_c	[1]	celková účinnost lanového převodu



Jmenovitá únosnost lana

$$F_j = F_l \cdot k = 47467 \cdot 4,8 = 222841 \text{ N} \quad (65)$$

kde:

F_j	[N]	jmenovitá únosnost lana
F_l	[N]	síla v laně
k	[1]	součinitel bezpečnosti lana
$k = 4,1$ pro kladkostroje s motorickým pohonem		

Pro lana, u nichž dochází ke střídavému ohybu, se zvyšuje součinitel bezpečnosti k o 0,7.
Výsledný součinitel bezpečnosti $k=4,8$.

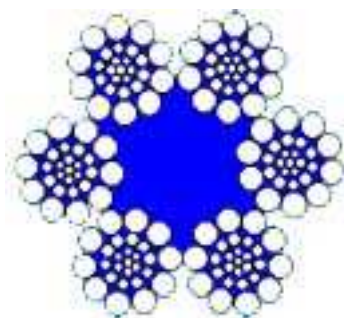
7.1.4 VOLBA LANA

Volím ocelové šestipramenné lano – SEAL – 162 drátů (6x27) dle ČSN 02 4342. Lano vinuté souběžným způsobem. Prameny lana mají vnější vrstvu drátu větších průměrů, jsou odolná proti otěru. Ohebnost lana je zajištěna dráty menších průměrů první a druhé vrstvy pramene.

Použití tohoto typu lana: lana těžná, vrtná, zdvihadlová, rypadlová, jeřábová, výtahová.

Tab. 21 Parametry lana [12]

Lano SEAL - 162 drátů (6x27)	
Celkový počet drátů	162
Průměr lana	$\varnothing D_L = 20 \text{ mm } +6\%/-3\%$
Hmotnost	1,48 kg/m
Jmenovitá únosnost lana při jmenovité pevnosti drátu 1770 Mpa	284,6 kN



Obr. 21 Profil lana SEAL [12]



7.1.5 JEŘÁBOVÉ VODÍCÍ Kladky

Vodící kladky slouží k vedení lana za pohybu. Nejčastěji se kladky vyrábí odléváním a to z oceli 42 2650.2, pro větší průměry kladek je možnost volit kladku svařovanou z oceli 11 373. Výpočet podle [7].

Vzhledem k větším rozměrům kladky volím svařovanou kladku.

Teoretický průměr kladky

$$D_{min} = \alpha \cdot D_L = (24 + 2) \cdot 20 = 520 \text{ mm} \quad (66)$$

kde:

D_{min}	[mm]	teoretický průměr kladky
α	[1]	součinitel pro výpočet průměru kladky
		$\alpha = 24$ hodnota součinitele pro druh provozu těžký

Pokud lano přechází přes víc jak dvě kladky, hodnota součinitele α se zvětšuje o 2.

Jmenovitý průměr kladky

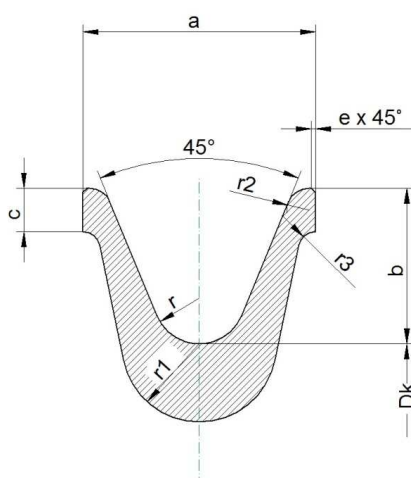
$$D_K = D_{min} - D_L = 520 - 20 = 500 \text{ mm} \quad (67)$$

kde:

D_K	[mm]	jmenovitý průměr kladky
D_{min}	[mm]	minimální průměr kladky
D_L	[mm]	průměr lana

Hodnota vypočteného průměru se zaokrouhlí na nejbližší vyšší normalizovaný průměr. Tvar a rozměry věnce jsou závislé na průměru lana a jsou uvedeny v normě.

Rozměry věnce kladky



Obr. 22 Schéma věnce kladky
s charakteristickými rozměry



Tab. 22 Rozměry věnce kladky [13]

Drážka kladky		Průměr lana D_L	Rozměry [mm]						
Označení	Poloměr r		a	b	c	e	r_1	r_2	r_3
11	10,6	20	54	36	10	1	18	5	4

7.1.6 VYROVNÁVACÍ Kladky

Vyrovňovací kladka se během provozu zdvihacího mechanismu neotáčí, pouze vyrovnává případné nestejně protažení jednotlivých větví lanového systému.

Vzhledem k tomu, že se lano na vyrovnávací kladce nepohybuje, je její průměr menší než průměr vodící kladky.

Teoretický průměr vyrovnávací kladky

$$D_{\min v} = \alpha_v \cdot D_L = 16 \cdot 20 = 320 \text{ mm} \quad (68)$$

kde:

$D_{\min v}$ [mm] teoretický průměr vyrovnávací kladky
 α_v [1] součinitel průměru vyrovnávací kladky
 pro těžký provoz a vyrovnávací kladku součinitel $\alpha_v = 16$
 D_L [mm] průměr lana

Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky

$$D_{Kv} = D_{\min v} - D_L = 320 - 20 = 300 \text{ mm} \quad (69)$$

kde:

D_{Kv} [mm] jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
 $D_{\min v}$ [mm] minimální průměr vyrovnávací kladky
 D_L [mm] průměr lana

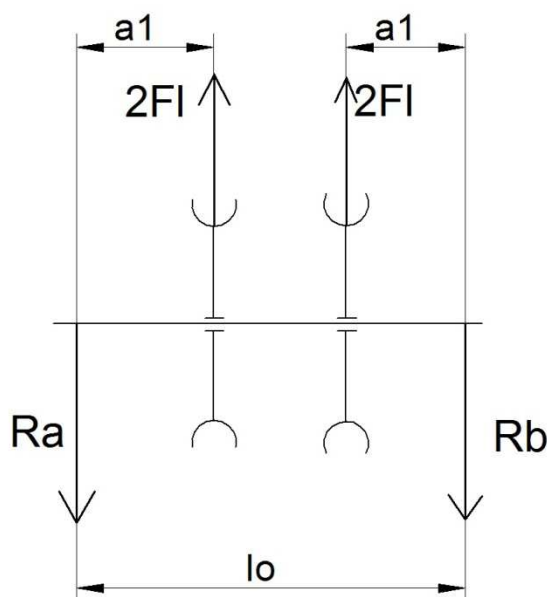
Rozměry a tvar věnce jsou stejné jako u kladky vodící, došlo pouze ke změně jmenovitého průměru kladky D_{Kv} .

7.2 NÁVRH Kladnice

Kladnice je tvořena bočnicemi, které jsou přivařeny k nosníku spreaderu, osou kladek, distančními kroužky a valivými ložisky, která jsou nalisovaná do kladek. Osa kladek je proti axiálnímu posuvu zajištěna příložkou. Distanční kroužky udržují pevnou vzdálenost mezi jednotlivými kladkami.



7.2.1 NÁVRH OSY KLADEK



Obr. 23 Schéma sil působících na osu kladek

Plošné zatížení, které působí na osu od kladek je pro zjednodušení nahrazeno osamělými silami.

Výpočet reakcí

$$\sum F = 0$$

$$\sum M = 0$$

$$2F_l \cdot a_1 + 2F_l \cdot (l_0 - a_1) - R_b l_0 = 0 \quad (70)$$

$$-R_a - R_b + 2F_l + 2F_l = 0$$

$$R_a = R_b = 2F_l$$

Maximální ohybový moment na ose kladek

$$M_{o\ kl\ max} = R_a \cdot a_1 = R_b \cdot a_1 = 2F_l \cdot a_1 = 2 \cdot 47467 \cdot 0,062 = 5885,9\ Nm \quad (71)$$



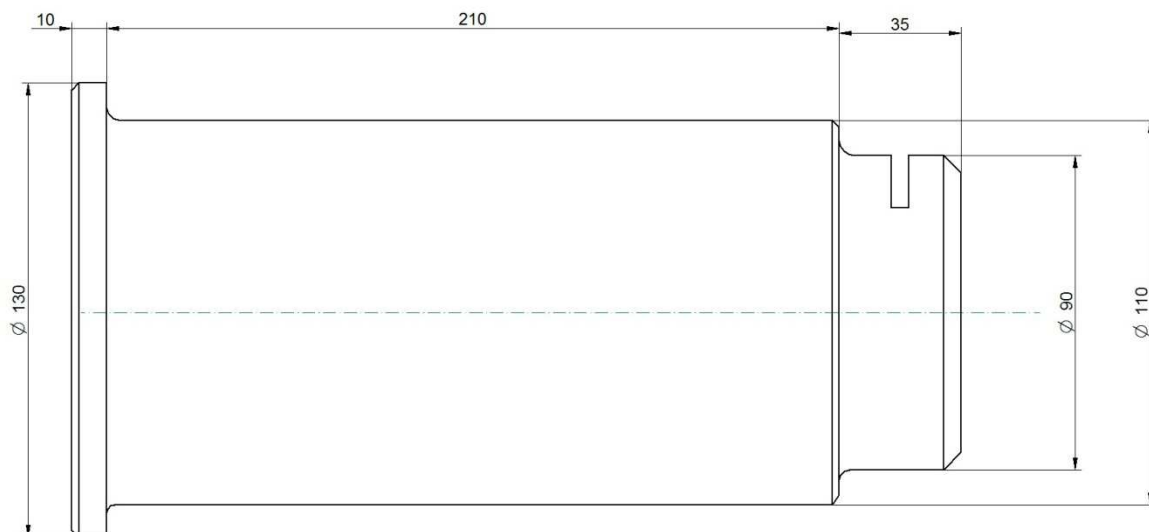
Výpočet minimálního průměru osy kladek

$$d_{o \min} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot M_{o \text{ kl max}}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5885,9}{\pi \cdot 125 \cdot 10^6}} = 78,27 \text{ mm} \quad (72)$$

kde:

$d_{o \min}$	[mm]	minimální průměr osy kladek
$M_{o \text{ kl max}}$	[Nm]	maximální ohybový moment osy
σ_{Do}	[Pa]	dovolené napětí v ohybu dle [13] je dovolené napětí v ohybu pro ocel 11 500 a míjivé zatížení 100 až 150 MPa

Konstrukční návrh osy



Vymezení vzájemné polohy mezi kladkami a zamezení jejich axiálního posuvu je docíleno pomocí distančních kroužků. Toto konstrukční řešení vedlo k tomu, že na ose se neobvilo žádné odstupňování průměru a tím nevznikly žádné výrazné koncentrátoři napětí. Osa je proti vysunutí z bočnic zajištěna pomocí příložky, která je přišroubována dvěma šrouby k bočnici.



Skutečné napětí na ose kladek

$$\sigma_{kl s} = \frac{M_{o kl max}}{W_{o kl}} = \frac{5885,9}{\frac{\pi \cdot 0,11^3}{32}} = 45 \text{ MPa} \quad (73)$$

kde:

$\sigma_{kl s}$ [MPa] skutečné ohybové napětí na ose
 $W_{o kl}$ [m³] modul průřezu v ohybu osy

Součinitel bezpečnosti osy kladek

$$k_{kl} = \frac{Re}{\sigma_{kl s}} = \frac{250}{45} = 5,5 \quad (74)$$

kde:

Re [MPa] mez kluzu materiálu
 dle [14] je mez kluzu oceli 11 500 - 245 až 290 MPa.

Bezpečnost je mnohem větší než 1, osa kladek vyhovuje.

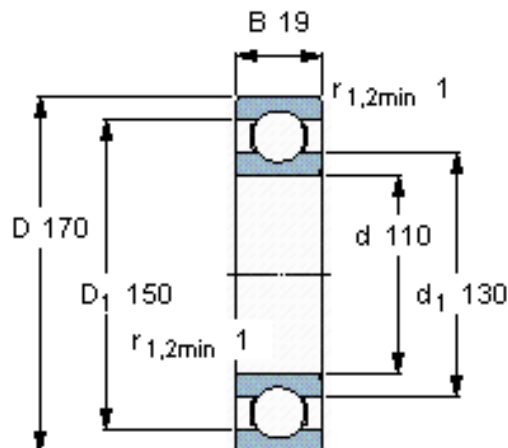
7.2.2 VÝPOČET LOŽISEK KLADEK

Kladky jsou uloženy na jednořadých kuličkových ložiskách firmy SKF. Podle Katalogu výrobce jsou ložiska zatížena staticky, pokud jejich otáčky nepřekročí 10/min. Z tohoto důvodu jsou ložiska zkontrolována pouze na statickou únosnost.

Vzhledem k rozměru kladky jsou na každou z nich použity dva jednořadá kuličková ložiska.

Volím ložiska SKF 16022 [15]

Základní statická únosnost ložiska: $C_o = 57 \text{ kN}$



Obr. 24 schéma ložiska SKF 16022 [15]

Kontrola ložisek

$$k_l = \frac{C_o}{F_r} = \frac{C_o}{F_l} = \frac{57000}{47467} = 1,2 \quad (75)$$

kde:

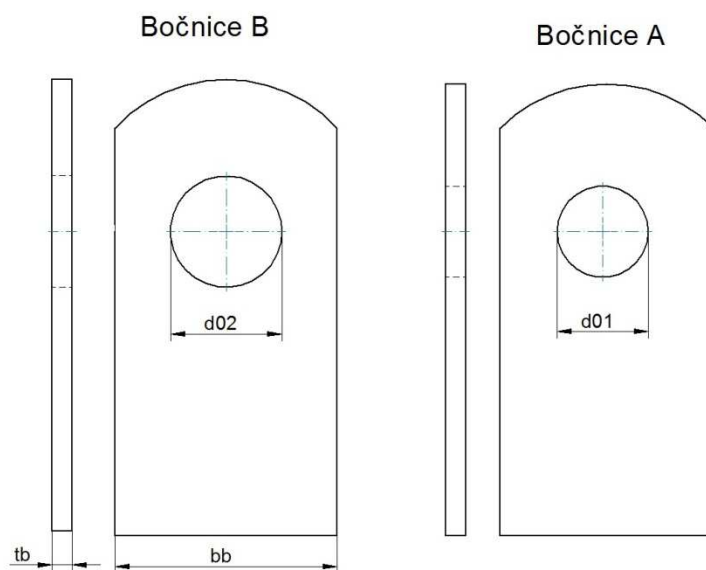
C_o	[N]	základní statická únosnost ložiska
F_r	[N]	radiální síla působící na ložisko

Bezpečnost vůči statické únosnosti je větší než 1, navržené ložisko vyhovuje.

7.2.3 KONTROLA BOČNIC KLDNICE

Bočnice slouží ke spojení osy kladek a nosného trámu spreaderu, ke kterému jsou napevno přivařeny. Jsou zatíženy statickou silou R_a respektive R_B a namáhaný tahovým napětím. Použitý materiál ocel S 235 (EN 10020-2) s mezí kluzu $f_{yb} = 235$ MPa. Je použit válcovaný plech o tloušťce 20 mm.

Každá z bočnic má jinou velikost otvoru pro osu. U bočnice A s malým otvorem (90 mm) je menší styčná plocha, proto hrozí nebezpečí otlacení. Bočnice B s větším otvorem (110 mm) má menší nosný průřez, který je namáhán tahem, hrozí překročení dovoleného napětí v tahu.



Obr. 25 Schéma bočnice kladnic

Rozměry bočnic

Šířka bočnice	b_b	220 mm
Tloušťka bočnice	t_b	20 mm
Průměr otvoru	d_{o1}	90 mm
	d_{o2}	110 mm

Kontrola bočnice A na otláčení

$$P_B = \frac{F_b}{t_b \cdot d_{o1}} = \frac{94939}{20 \cdot 90} = 52,7 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$P_B < P_D$$

Bočnice vyhovuje.

kde:

P_B	[MPa]	tlak mezi čepem a bočnicí
F_b	[N]	síla v bočnici $F_b = R_a$
t_b	[mm]	tloušťka bočnice
d_{o1}	[mm]	průměr otvoru v bočnici
	[MPa]	dovolený tlak na materiál
		pro ocel S235 při míjivém zatížení $P_D = 70 \text{ MPa}$ [13]

Tlak působící mezi bočnicí a čepem osy je menší než dovolený, bočnice vyhovuje.



Kontrola napětí v tahu v bočnici B

$$\sigma_{tb} = \alpha_b \frac{F_b}{(b_b - d_{o2}) \cdot t_b} = 2,1 \cdot \frac{94939}{(220 - 110) \cdot 20} = 90,62 \text{ MPa} \quad (77)$$

kde:

σ_{tb}	[MPa]	tahové napětí v nebezpečném průřezu
α_b	[1]	součinitel koncentrace napětí dle [6] $\alpha_b = 2,1$
b_b	[mm]	šířka bočnice
d_{o2}	[mm]	průměr otvoru v bočnici
t_b	[mm]	tloušťka bočnice

Bezpečnost bočnice

$$k_b = \frac{f_{yb}}{\sigma_{tb}} = \frac{235}{90,62} = 2,59 \quad (78)$$

Bezpečnost vůči tahovému napětí v bočnici je větší než 1, navržená bočnice vyhovuje.

7.2.4 SVAROVÝ SPOJ

Bočnice je k nosnému trámu spreaderu přivařena koutovým svarem. Svar je proveden po obou stranách bočnice.

Účinná délka svaru

$$l_s = 2 \cdot b_b = 2 \cdot 220 = 440 \text{ mm} \quad (79)$$

kde:

l_s	[mm]	účinná délka svaru
b_b	[mm]	šířka bočnice

Únosnost svaru

Výpočet dle [9].

$$F_{w,Rd} = \frac{\alpha_w \cdot f_y}{\gamma_m} = \frac{0,9 \cdot 235}{1,1} = 192 \text{ Mpa} \quad (80)$$

kde:

$F_{w,Rd}$	[Mpa]	únosnost svaru
f_y	[MPa]	menší z mezí kluzu materiálu
α_w	[1]	součinitel závislosti na typu svaru, druhu napětí a materiálu Dle tab. 8 [9] $\alpha_w = 0,9$
γ_m	[1]	obecný součinitel spolehlivosti [9]



Normálové napětí ve svaru

$$\sigma_{sv} = \frac{F_b}{l_s \cdot 1,414 \cdot z_{sv}} = \frac{94939}{440 \cdot 1,414 \cdot 10} = 15,25 \text{ MPa} \quad (81)$$

kde:

σ_{sv}	[MPa]	normálové napětí ve svaru
z_{sv}	[mm]	výška svaru – volím $z_{sv}=10\text{mm}$

Bezpečnost svaru

$$k_{sv} = \frac{F_{w.Rd}}{\sigma_{sv}} = \frac{192}{15,25} = 12,6 \quad (82)$$

Bezpečnost svaru vyhovuje, navržena výška svaru je dostačující.

7.3 VÝPOČET NOSNÝCH TRÁMU SPREADERU

Nosný trám spreaderu je nosník, který se pohybuje vertikálním směrem ve vodících lištách, které jsou umístěny na vnitřní straně stojen. Pomocí speciálních ok je k jeho spodní části připevněn spreader. Na jeho horní části jsou přivařeny kladnice, kterými je provlečeno lano zdvihového mechanismu. Hmotnost tohoto celku (nosné trámy, spreader, kladnice, příslušenství) tvoří stále břemeno zdvihu.

Nosný trám je navržen jako skříňový nosník, materiál nosníku je ocel S355 s mezí kluzu $Re = 355 \text{ MPa}$.

Vstupní parametry

Celková délka:	3300mm
Vzdálenost mezi kladnicemi:	3100mm
Vzdělanost mezi oky spreaderu:	700 mm

Zatížení

Jsou použity dva nosníky, je uvažováno, že rozložení hmotnosti nákladu v kontejneru není rovnoměrné. Na jeden může působit až 60% z celkové hmotnosti břemene.

Zatížení jednoho nosníku:

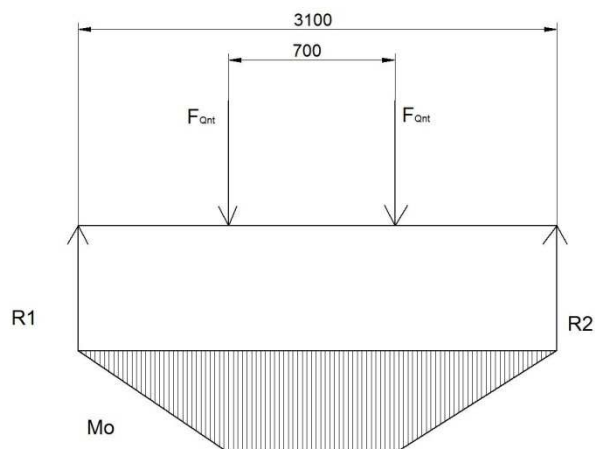
$$Q_{nt} = (m_{jb} + m_s) \cdot g \cdot 0,6 = (50000 + 8500) \cdot g \cdot 0,6 = 344331 \text{ N} \quad (83)$$

kde:

m_{jb}	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
m_s	[kg]	hmotnost spreaderu

VVÚ

Dominantní složkou VVÚ je ohybový moment.



Obr. 26 Průběh ohybového momentu nosného trámu spreaderu

Výpočet reakcí

$$F_{Qnt} = \frac{Q_{nt}}{2} = \frac{344331}{2} = 172156 \text{ N} \quad (84)$$

$$R_1 = R_2 = F_{Qnt} = 172156 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment

$$M_{o nt max} = R_1 \cdot 1,2 = 206587 \text{ Nm} \quad (85)$$

Obr. 27 Rozměry navržené předběžným výpočtem

Tloušťka pásnice	tha _{nt}	18	mm
Tloušťka stojiny	thb _{nt}	12	mm
Vnitřní vzdálenost mezi pásnicemi	Bb _{nt}	304	mm
Šířka pásnice	Ba _{nt}	280	mm
Celková výška nosníku	B _{nt}	340	mm
Plocha průřezu	Sc _{nt}	0,017	m ²
Vzdálenost krajních vláken od těžiště	e _{nr}	170	mm
Kvadratický moment	Ix _{nt}	2,616 x 10 ⁻⁴	m ⁴
Modul průřezu v ohybu	Wo _{nt}	1,539 x 10 ⁻³	m ³
Hmotnost jednoho metru	m _{nt}	133,45	kgm ⁻¹



Maximální napětí v ohybu

$$\sigma_{ont} = \frac{M_{ont \max}}{W_{ont}} = \frac{206587}{1,539 \cdot 10^{-3}} = 134,2 \text{ MPa} \quad (86)$$

Bezpečnost nosného trámu

$$k_{nt} = \frac{Re}{\sigma_{ont}} = \frac{355}{134,2} = 2,64 \quad (87)$$

Bezpečnost navrženého nosníku je dostatečná, navržený nosník vyhovuje.

Celková hmotnost jednoho nosného trámu

$$m_{cnt} = m_{nt} \cdot l_{nt} = 133,45 \cdot 3,6 = 480,5 \text{ kg} \quad (88)$$

Celková hmotnost stálého břemene zdvihu:

spreader	8500	kg
nosné trámy	960	kg
příslušenství	240	kg (odhad)
celkem	10000	kg

7.4 NÁVRH BUBNU

Průměr lanového bubnu

$$D_b = \alpha_b \cdot D_L = 20 \cdot 20 = 400 \text{ mm} \quad (89)$$

kde:

D_b	[mm]	průměr bubnu
α_b	[1]	součinitel pro velikost bubnu
		dle [7] je součinitel pro těžký provoz $\alpha_b = 20$
D_L	[mm]	průměr lana

Z normalizované řady dle [7] volím průměr bubnu 500 mm.

Navíjená délka lana

$$L = i_k \cdot H = 4 \cdot 10 = 40 \text{ m} \quad (90)$$

kde:

L	[m]	navíjená délka lana
i_k	[1]	lanový převod
H	[m]	výška zdvihu

Počet závitů lana na bubnu

$$z_b = \frac{L}{\pi \cdot D_b} = \frac{40}{\pi \cdot 0.5} = 25,6 \quad (91)$$

kde:

z_b	[1]	počet závitů na bubnu
L	[m]	navíjena délka lana
D_b	[m]	průměr bubnu

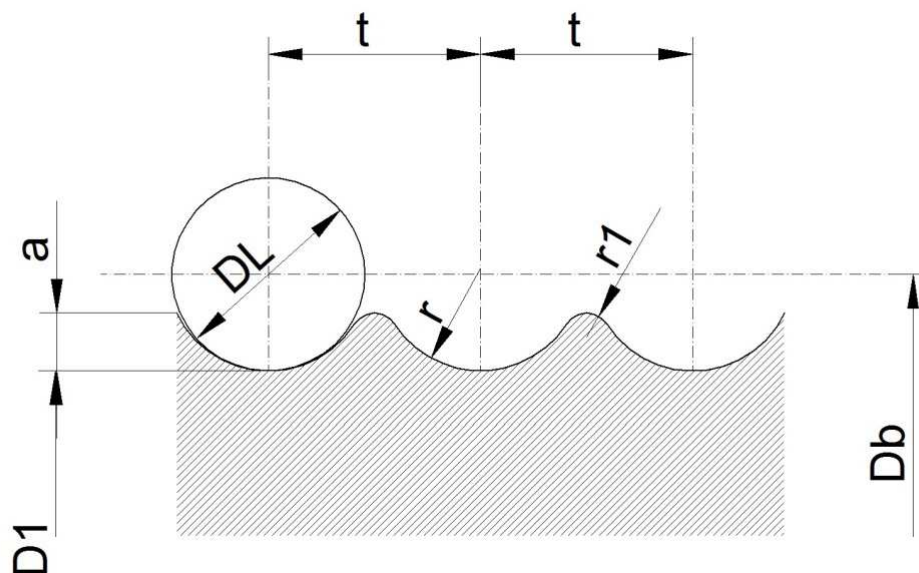
Volím 30 závitů na bubnu.

K počtu závitů je třeba připočíst tři závity pro lano, které se nikdy neodvine z bubnu, tyto závity slouží k připevnění lana k bubnu.

Rozměry drážkování bubnu

Tab. 23 Rozměry drážkování bubnu [13]

D_b	500 mm
D_1	380 mm
t	22 mm
r	10,6 mm
r_1	2,5 mm
a	6 mm



Obr. 28 Schéma drážkování bubnu s charakteristickými rozměry

**Délka závitové části bubnu**

$$l = z_b \cdot t = 30 \cdot 22 = 660 \text{ mm} \quad (92)$$

kde:

l	[mm]	délka závitové části bubnu
z_b	[1]	počet závitů
t	[mm]	stoupání závitu

Délka hladkých částí bubnu

$$l_{b2} = 4 \cdot t = 4 \cdot 22 = 88 \text{ mm} \quad (93)$$

kde:

l_{b2}	[mm]	délka hladké části bubnu
----------	------	--------------------------

Hladkou část bubnu volím $l_{b2} = 90 \text{ mm}$.

Celková délka bubnu

$$l_b = 2 \cdot l + 3 \cdot l_{b2} = 2 \cdot 770 + 3 \cdot 90 = 1590 \text{ mm} \quad (94)$$

Z důvodu speciálního řešení zalanování nemá střední hladká část bubnu rozměr vyrovnávací kladky, tento rozměr je volen stejně velký jako krajní hladká část bubnu. K délce bubnu jsou připočítány i tři závity pro každý návin, které se nikdy neodmotají, slouží k připevnění lana k bubnu.

Tloušťka stěny bubnu

$$s = 0,8 \cdot D_L = 0,8 \cdot 20 = 16 \text{ mm} \quad (95)$$

kde:

s	[mm]	tloušťka stěny bubnu
D_L	[mm]	průměr bubnu



8 ZDVIHACÍ ÚSTROJÍ

8.1 NÁVRH POHONU

8.1.1 CELKOVÁ ÚČINNOST SOUSTROJÍ

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_p = 0,93 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,87 \quad (96)$$

kde:

η_c	[1]	celková účinnost soustrojí [7]
η_k	[1]	účinnost lanového převodu
η_b	[1]	účinnost bubnu na valivých ložiskách voleno dle [8]
η_p	[1]	účinnost převodovky

8.1.2 POTŘEBNÝ VÝKON MOTORU

$$P = \frac{(m_{jb} + m_{FA}) \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_c} = \frac{(50000 + 10000) \cdot 9,81 \cdot 10}{60 \cdot 1000 \cdot 0,87} = 112,75 \text{ kW} \quad (97)$$

kde:

P	[kW]	požadovaný výkon pohonu [7]
m_{jb}	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
m_s	[kg]	hmotnost stálého břemene
v_z	[mmin ⁻¹]	rychlost zdvihu
η_c	[1]	celková účinnost soustrojí

8.1.3 VOLBA POHONU

Byl zvolen asynchronní motor s kotvou na krátko SIEMENS P355LK08 [16].

Tab. 24 Technické parametry motoru [16]

Výkon	132 kW
Otáčky	730 min ⁻¹
Počet pólů	8
Jmenovitý moment	1728 Nm
Zatěžovatel	40%
Moment setrvačnost	9,25 kgm ²
Hmotnost	1445 kg

Jedná se o trojfázový nízkonapěťový asynchronní hutní motor, určený např. k pohonu jeřábu.



8.2 NÁVRH PŘEVODOVKY

8.2.1 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} = \frac{4 \cdot 10}{\pi \cdot 0,5} = 25,46 \text{ min}^{-1} \quad (98)$$

kde:

n_b	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
i_k	[1]	lanový převod
v_y	[mmin ⁻¹]	rychlost zdvihu
D_b	[m]	průměr bubnu

8.2.2 PŘEVOD MEZI POHONEM A LANOVÝM BUBNEM

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} = \frac{730}{25,46} = 28,62 \quad (99)$$

kde:

i_p	[1]	převod mezi pohonem a bubnem
n_m	[min ⁻¹]	otáčky pohonu
n_b	[min ⁻¹]	otáčky bubnu

8.2.3 VOLBA PŘEVODOVKY

Na základě vypočtených předběžných parametrů volím kuželočelní převodovku firmy MOTOR-GEAR [17].

Tab. 25 Parametry převodovky [17]

Označení	RH-C-90-C-28 -
Převodový poměr	28
Přenášený výkon	170 kW
Krouticí moment na výstupu	56 300 Nm

Převodovka je vybavena dvěma výstupními hřídeli, které svírají mezi vstupním hřídelem úhel 90°. Toto konstrukční řešení umožní pohon obou lanových bubnů současně.

8.2.4 CELKOVÝ PŘEVOD

$$i_c = i_k \cdot i_p = 4 \cdot 28 = 112 \quad (100)$$

kde:

i_c	[1]	celkový převod
i_k	[1]	lanový převod
i_p	[1]	převodový poměr převodovky



8.2.5 KONTROLA PŘENESENÉHO KROUTICÍHO MOMENTU PŘEVODOVKOU

$$M_k = \frac{D_b(m_{jb} + m_{FA}) \cdot g}{2 \cdot i_k \cdot \eta_c} = \frac{0,5 \cdot (50000 + 10000) \cdot 9,81}{2 \cdot 4 \cdot 0,87} = 42284,48 \text{ Nm} \quad (101)$$

kde:

M_k [Nm] potřebné přenesení krouťícího momentu převodovkou [7]

Převodovka je schopná přenést 56 300 Nm, zvolená převodovka vyhovuje.

8.3 KONTROLA ROZBĚHU ZVOLENÉHO POHONU ZDVIHU

8.3.1 SKUTEČNÉ OTÁČKY BUBNU

$$n_{b \text{ skut}} = \frac{n_m}{i_p} = \frac{730}{28} = 26 \text{ min}^{-1} \quad (102)$$

kde:

$n_{b \text{ skut}}$ [min⁻¹] skutečné otáčky bubnu
 i_p [1] převodový poměr převodovky

8.3.2 KONTROLA ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

$$v_{z \text{ skut}} = \frac{D_b \cdot \pi \cdot n_{b \text{ skut}}}{i_k} = \frac{0,5 \cdot \pi \cdot 26}{4} = 10,99 \text{ m/min} \quad (103)$$

kde:

$v_{z \text{ skut}}$ [mmin⁻¹] skutečná rychlost zdvihu
 $n_{b \text{ skut}}$ [min⁻¹] skutečné otáčky bubnu
 i_k [1] lanový převod

Skutečná zdvihová rychlost je o 2% větší, než je požadovaná. Pokud je rozdíl menší než 6%, není třeba volit jinou převodovku.

Navržená převodovka vyhovuje.



8.3.3 STATICKÝ MOMENT BŘEMENA

$$M_{st} = \frac{(m_{jb} + m_{FA}) \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} = \frac{(50000 + 10000) \cdot 9,81 \cdot 0,5}{2 \cdot 112 \cdot 0,87} = 1510,16 \text{ Nm} \quad (104)$$

kde:

M_{st}	[Nm]	statický moment břemena redukovaný na hřídel motoru [7]
m_{jb}	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
m_{FA}	[kg]	hmotnost stálého břemene
D_b	[m]	průměr bubnu
i_c	[1]	celkový převod
η_c	[1]	celková účinnost soustrojí

8.3.4 MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL POSUVNÝCH HMOT

$$M_{zp} = M_{st} \cdot \frac{v_z}{g \cdot t_a} = 1510,16 \cdot \frac{10,99}{9,81 \cdot 2} = 845,9 \text{ Nm} \quad (105)$$

kde:

M_{zp}	[Nm]	moment zrychlujících sil posuvných hmot [7]
M_{st}	[Nm]	statické moment břemena
t_a	[s]	doba rozběhu volena doba rozběhu $t_a = 2s$

8.3.5 MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOT

$$M_{zr} = \alpha_{zr} \cdot J \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_a} = 1,4 \cdot 9,25 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,1}{2} = 495 \text{ Nm} \quad (106)$$

kde:

M_{zr}	[Nm]	moment zrychlujících sil rotujících hmot [7]
α_{zr}	[1]	součinitel zahrnující vliv ostatních rotujících hmot [7]
J	[kgm ²]	moment setrvačnosti rotoru motoru
n_m	[s ⁻¹]	otáčky motoru

8.3.6 ROZBĚHOVÝ MOMENT

$$M_r = M_{st} + M_{zp} + M_{zr} = 1510,16 + 845,9 + 495 = 2851 \text{ Nm} \quad (107)$$

kde:

M_r	[Nm]	rozběhový moment
-------	------	------------------



8.3.7 KONTROLA ZVOLENÉHO MOTORU

$$M_r < \chi \cdot M_n$$

$$2851 < 1,8 \cdot 1728 \quad (108)$$

$$2851 < 3110,4$$

kde:

M_n	[Nm]	jmenovitý moment zvoleného motoru
χ	[1]	součinitel středního spouštěcího momentu pro zatěžovatel 40% součinitel $\chi = 1,8$

Hodnota rozběhového momentu je nižší než hodnota středního spouštěcího momentu, kontrola zvoleného motoru na rozběh vyhovuje.

8.3.8 KONTROLA VÝKONU

$$P_r = M_R \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{1000} < \chi \cdot P$$

$$2851 < 1,8 \cdot 1728 \quad (109)$$

$$2851 < 3110,4$$

kde:

P_r	[kW]	rozběhový výkon
P	[kW]	výkon zvoleného motoru
n_m	[s ⁻¹]	otáčky motoru

Hodnota potřebného výkonu při rozběhu je nižší, než je výkon motoru, zvolený pohon zdvihu vyhovuje.



8.4 NÁVRH BRZDY

8.4.1 BRZDNÝ MOMENT

$$M_b = \beta \cdot \frac{(m_{jb} + m_{FA}) \cdot g \cdot D_b \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c} = 2 \cdot \frac{(50000 + 10000) \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 0,87}{2 \cdot 112} \quad (110)$$

$$M_b = 2286 \text{ Nm}$$

kde:

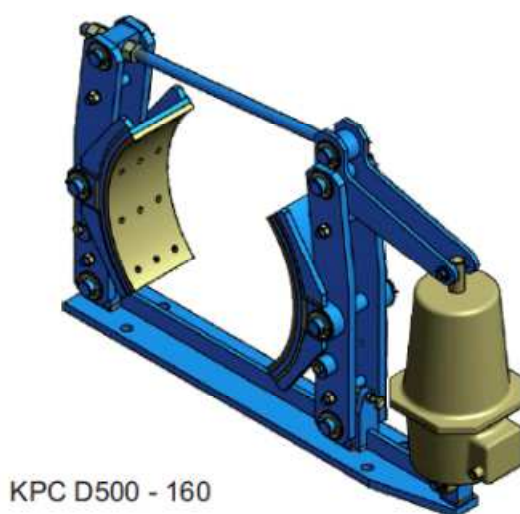
M_b	[Nm]	brzdňý moment [7]
β	[1]	součinitel bezpečnosti brzdy dle [7] pro těžký provoz je součinitel $\beta = 2$
m_{jb}	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
m_{FA}	[kg]	hmotnost stálého břemene
D_b	[m]	průměr bubnu
η_c	[1]	celková účinnost soustrojí
i_c	[1]	celkový původový poměr

8.4.2 VOLBA BRZDY

Volím standardní jeřábovou brzdou zdvihu s elektrohydraulickým odbrzdovačem firmy KPC.

Tab. 26 Hlavní parametry brzdy [18]

Označení	KPC D500 - 160
Maximální brzdňý moment	2800 Nm
Průměr brzdňého kotouče	500 mm



Obr. 29 Jeřábová brzda od firmy KPC [18]



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout obkročný portálový vozík pro přepravu kontejneru v prostorách přístavního kontejnerového terminálu. Výpočet zatížení nosné ocelové konstrukce jeřábu proběhl podle platné normy ČSN EN 13001-2.

V úvodu této práce je stručně popsána problematika logistiky v kontejnerových terminálech a s ní spojené stále se zvyšující požadavky na technické vybavení terminálu. Bylo provedeno porovnání tří nejčastěji používaných prostředků pro přepravu kontejneru na ploše terminálu. V další části jsou stručně popsány nejdůležitější části obkročného portálového vozíku, jehož návrh byl cílem této práce. Jelikož není popsáno více druhů konstrukce jeřábu, všichni výrobci vychází ze stejného principu, dva podvozkové nosníky, čtyři stojiny a vrchní rám s mechanismem zdvihu, nebyla provedena kritická rešerše dostupných možností konstrukce a tím ani výběr vhodného řešení.

Hlavní částí této práce byl návrh nosného rámu jeřábu. Stanovení účinků zatížení proběhlo podle normy ČSN EN 13001-2, která je náhradou za zrušenou normu ČSN 27 0103. Po stanovení dynamických součinitelů, určení účinků zatížení a vyhodnocení nejnebezpečnější kombinace, byl rám navržen pomocí programu SCIA ENGINEER 2014, ze kterého bylo možné určit průběhy VVÚ na jednotlivých prutech. Do programu byly zadány součinitele z nejnepríznivější kombinací zatížení. Po určení sil působících na nosníky v rámu byl proveden její návrh a následně kontrola na mezní stav pružnosti. Rám jeřábu je navržený ze svařovaných skříňových nosníků z materiálu běžně používaném na tyto konstrukce. Jedná se o ocel S355.

V další části byl proveden návrh důležitých dílů pro zdvihový mechanismus. Byl zvolen spreader od firmy ELME, který je vhodný pro tuto aplikaci. Následně byl proveden návrh nosného lana, kladek, bubnu, pohonu zdvihu včetně převodovky a brzdy. Lano je voleno typu SEAL o průměru 20 mm. Pro pohon zdvihu je použit motor SIEMENS P355LK08 o výkonu 132 kW, převod mezi bubnem a motorem zajišťuje kuželočelní převodovka firmy MOTOGEAR typ RH-C-90-C-28 -S-2 s převodovým poměrem 28. Pro brzdění je použita čelist'ová brzda s elektrohydraulickým odbrzd'ovačem od firmy KPC.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MAREK, Ondřej a Arnošt BARTOŠEK. *LOGISTICKÉ OPERACE V RÁMCI PŘEKLÁDKY KONTEJNERŮ V NÁMOŘNÍCH TERMINÁLECH* [online]. 2011, s. 249-260 [cit. 2015-05-20].
- [2] AGV - Terex Port Solutions [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.terex.com/port-solutions/en/products/automated-guided-vehicles/agv/index.htm>
- [3] Straddle carriers [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.liebherr.ca/MCP/en-GB/products_ca-mcp.wfw/id-19162-0/measure-metric/tab-12695_1530
- [4] Admin, Author at Stinis Container Spreaders [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.stinis-spreaders.com/author/admin/>
- [5] KALMAR STRADDLE CARRIERS [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.kalmar.cz/doc/kontejnery/kalmar-straddle-carrier.pdf>
- [6] 816TL / Elme [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.elme.com/product/816tl>
- [7] Mynář, B., Kašpárek J.: Dopravní a manipulační zařízení. Opory pro student www.fme.vutbr.cz
- [8] ČSN EN 13001-2. Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 2: Účinky zatížení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [9] ČSN EN 13001-3-1. Jeřáby -Návrh všeobecně: Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.
- [10] ČSN EN 1991-3. Eurokód 1:Zatížení konstrukcí - Část 3: Zatížení od jeřábů a strojního vybavení. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [11] ČSN 270100. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla. Praha: Český normalizační institut, 1978, 8 s.
- [12] Vázací prostředky - výroba a prodej - METALLAN, spol. s r.o. [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.metallan.cz/>
- [13] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [14] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.



- [15] *Leader v ložiskové technologie - SKF* [online]. [cit. 2015-05-20].
Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/index.html>
- [16] *Elektromotor P355LK08 , 115kW,734ot / Elektromotory .net* [online]. [cit. 2015-05-20].
Dostupné z: <http://www.elektromotory.net/siemens/p-750-otacek/p112m04-2-2-3-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1.html>
- [17] *Kuželočelní převodovky REGGIANA RIDUTTORI, Řada RH, RV* [online].
[cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.motorgear.cz/prevodovky-kuzelocelni-rh-rv>
- [18] *KPC KRÁLOVO POLE CRANES, a.s.* [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z:
http://www.kpc.cz/media/7086/Brakes_Uni.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m ²]	Charakteristická plocha uvažovaného prvku
a _b	[ms ⁻²]	Zrychlení při nouzovém brzdění
B	[mm]	Celková výška profilu
B _a	[mm]	Šířka pásnice
B _b	[mm]	Vnitřní vzdálenost mezi pásnicemi
b _b	[mm]	Šířka bočnice
c	[1]	Aerodynamický součinitel uvažovaného prvku
C ₀	[kN]	Základní statická únosnost ložiska
d _{0min}	[mm]	Minimální průměr
D _b	[mm]	Průměr bubnu
D _L	[mm]	Průměr lana
D _{min}	[mm]	Teoretický průměr kladky
D _{minv}	[mm]	Teoretický průměr vyrovnávací kladky
d _{oi}	[mm]	Průměr otvorů bočnice
e	[mm]	Vzdálenost krajních vláken od těžiště
f	[1]	Součinitel mezi pryží a betonem
F	[N]	Síla od břemena
F _j	[N]	Jmenovitá únosnost lana
F _l	[N]	Síla od lana
F _m	[N]	Síla od hmotnosti zdvihacího ustrojí
F _r	[kN]	Radiální síla působící na ložisko
f _{rec}	[1]	Součinitel četnosti opakování větru
f _t	[N]	Třecí síla
f _u	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
F _{w,Rd}	[MPa]	Únosnost svaru
F _x	[kN]	Zatěžující síla ve směru osy X
f _y	[MPa]	Mez kluzu materiálu
F _y	[kN]	Zatěžující síla ve směru osy Y
F _z	[kN]	Zatěžující síla ve směru osy Z
H	[m]	Výška zdvihu
i ₁	[N]	Zatížení od vlastní hmotnosti
i ₁₀	[N]	Zatížením sněhem a námrazou
i ₂	[N]	Zatížení od hmotnosti břemene zdvihu
i ₃	[N]	Zatížení od hmotnosti jeřábu a břemena zdvihu
i ₄	[N]	Zatížení od zrychlení od pohonu
i ₅	[N]	Zatížení větrem za provozu
i ₆	[N]	Zatížení od zdvihání volně ležícího břemena
i ₇	[N]	Zatížení bětrem mimo provoz



i_{8dyn}	[1]	Zatížení při zkouškách - dynamické
i_{8stat}	[1]	Zatížení při zkouškách - statické
i_9	[N]	Zatížení od nouzového zastavení
i_c	[1]	Celkový převod
i_{lp}	[1]	Lanový převod
i_p	[1]	Převodový poměr mezi lanem a bubnem
i_p	[1]	Převodový poměr převodovky
i_s	[mm]	Poloměr setrvačnosti průřezu
I_x	[m ⁴]	Kvadratický moment průřezu
J	[kgm ²]	Moment setrvačnosti rotoru motoru
k	[1]	Součinitel bezpečnosti lana
k_i	[1]	Součinitel bezpečnosti nosníku
L	[m]	Navíjena délka lana
l_0	[m]	Redukovaná délka nosníku
l_b	[mm]	Celková délka bubnu
l_{kl}	[m]	Vzdálenost mezi působiště klopné síly a klopnou hranou
l_{nt}	[m]	Délka nosného trámu
l_s	[m]	Délka nosníku stojina
l_s	[mm]	Účinná délka svaru
l_{vyrov}	[m]	Vzdálenost mezi působištěm vyrovnávací síly a klopnou hranou
m	[1]	Počet nosných průřezů lana
m_{FA}	[kg]	Hmotnost pevně připojeného prostředku pro uchopení břemen
m_{zd}	[kg]	Hmotnost zdvihacího ustrojí
M_b	[Nm]	Brzdňý moment
m_c	[kg]	Celková hmotnost jeřábu
m_{cnt}	[kg]	Celková hmotnost nosného trámu
m_{dyn}	[kg]	Hmotnost zkušebního břemena -110% břemena zdvihu
m_h	[kg]	Hmotnost břemena zdvihu
m_i	[kgm ⁻¹]	Hmotnost jednoho metru nosníku
m_{jb}	[kg]	Hmotnost jmenovitého břemene
M_{kl}	[Nm]	Klopňý moment
M_{kl}	[Nm]	Potřebné přenesení kroutícího momentu převodovou
M_o	[Nm]	Ohybový moment
m_{ok}	[kg]	Hmotnost ocelové konstrukce
M_r	[Nm]	Rozběhový moment
M_{st}	[Nm]	Statický moment břemena
m_{stat}	[kg]	Hmotnost zkušebního břemene 125 % břemena zdvihu
M_{vyrov}	[Nm]	Moment vyrovnávací
M_{zp}	[Nm]	Moment zrychlujících sil posuvných hmot



M_{zr}	[Nm]	Moment zrychlujících sil rotujících hmot
N	[N]	Normálová síla na podložku / Tlaková síla
n	[1]	Počet návinů
n_b	[min ⁻¹]	Otáčky lanového bubnu
n_{bskut}	[min ⁻¹]	Skutečné otáčky bubnu
N_i	[mm]	Uzly v programu SCIA ENGINEER
n_m	[min ⁻¹]	Otáčky pohonu
ϕ_i	[1]	Dynamický součinitel
P	[kW]	Požadovaný výkon motoru
P_B	[MPa]	Tlak při otlacení bočnice B
P_D	[MPa]	Dovolené otlacení
P_r	[kW]	Rozběhový výkon
Q	[N]	Celkové zatížení jedné větve zdvihacího mechanismu
q	[%]	Poměrné zatížení
$q(3)$	[Nm ⁻²]	Tlak větru při $v(3)=250$ N/m ²
$q(z)$	[Nm ⁻²]	Tlak větru mimo provoz
Q_{jb}	[N]	Zatížení od jmenovitého břemene
Q_{nt}	[N]	Zatížení jednoho nosníku
Q_s	[N]	Zatížení od stálého břemene
Re	[MPa]	Mez kluzu materiálu
R_x	[kN]	Reakce v podporách ve směru osy X
R_y	[kN]	Reakce v podporách ve směru osy Y
R_z	[kN]	Reakce v podporách ve směru osy Z
s	[mm]	Tloušťka stěny bubnu
S_c	[mm ²]	Plocha průřezu
T	[N]	Posouvající síla
t_b	[mm]	Tloušťka bočnice
t_{ha}	[mm]	Tloušťka pásnice
t_{hb}	[mm]	Tloušťka stojiny
T_r	[1]	Počet pracovních cyklů za rok
v	[mmin ⁻¹]	Pracovní rychlost
$v(z)$	[ms ⁻¹]	Ekvivalentní statická rychlost větru mimo provoz
v_{ref}	[ms ⁻¹]	Rychlost referenčního bouřlivého větru
v_{zskut}	[mmin ⁻¹]	Skutečná rychlost zdvihu
W_o	[m ³]	Modul průřezu v ohybu
z	[m]	Výška nad úrovní terénu
z_b	[1]	Počet závitů bubnu
α	[1]	Součinitel pro výpočet průměru vodící kladky
α_b	[1]	Součinitel koncentrace napětí



α_b	[1]	Součinitel pro velikost bubnu
α_v	[1]	Součinitel pro výpočet průměru vodící kladky
α_w	[1]	Součinitel závislý na typu svaru, druhu napětí a materiálu
α_{zr}	[1]	Součinitel zahrnující vliv ostatních rotujících hmot
β	[1]	Součinitel bezpečnosti brzdy
β_2	[1]	Součinitel pro zdvihovou třídu HC2
β_3	[1]	Součinitel náhlého uvolnění břemene
γ_{p2}	[1]	Dílčí součinitel bezpečnosti pro hmotnost břemena zdvihu
γ_{pl}	[1]	Dílčí součinitel bezpečnosti materiálu
Δ_{mh}	[kg]	Uvolněná část břemene
η_b	[1]	Účinnost bubnu na valivých ložiskách
η_c	[1]	Celková účinnost soustrojí
η_p	[1]	Účinnost převodovky
λ	[1]	Štíhlost prutu
μ	[1]	Součinitel vzpěrné délky
μ	[1]	Účinnost jedné kladky
μ_c	[1]	Účinnost kladkostroje
σ_{Do}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{kr}	[MPa]	Kritické napětí dle Eulera
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_t	[MPa]	Tlakové napětí
τ	[MPa]	Smykové napětí
χ	[1]	Součinitel středního spouštěcího momentu



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Automatizované vozidlo [2]	11
Obr. 2 Obkročný portálový vozík [3]	12
Obr. 3 Spreader [4]	13
Obr. 4 Zdvihový systém pomocí posuvných kladek [5]	14
Obr. 5 Zdvihový mechanismus pomocí lanových bubnů [3]	14
Obr. 6 Schéma pojezdového mechanismu [5]	15
Obr. 7 Znázornění klopících a vyrovnávacích sil	25
Obr. 8 Předběžný návrh konstrukce	30
Obr. 9 Model konstrukce v programu SCIA ENGINEER	32
Obr. 10 Zatěžující síly	33
Obr. 11 Reakce v podporách	34
Obr. 12 Průběh VVÚ podvozkového nosníku	35
Obr. 13 Profil podvozkového nosníku	37
Obr. 14 Průběh VVÚ podélného nosníku horního rámu	38
Obr. 15 Profil podélného nosníku horního rámu	40
Obr. 16 Průběh VVÚ příčného nosníku horního rámu	41
Obr. 17 Profil příčného nosníku horního rámu	43
Obr. 18 Průběh VVÚ stojiny	44
Obr. 19 Profil stojiny	46
Obr. 20 Schéma lanového převodu	50
Obr. 21 Profil lana SEAL [12]	52
Obr. 22 Schéma věnce kladky s charakteristickými rozměry	53
Obr. 23 Schéma sil působících na osu kladek	55
Obr. 24 schéma ložiska SKF 16022 [15]	58
Obr. 25 Schéma bočnice kladnic	59
Obr. 26 Průběh ohybového momentu nosného trámu spreaderu	62
Obr. 27 Rozměry navržené předběžným výpočtem	62
Obr. 28 Schéma drážkování bubnu s charakteristickými rozměry	64
Obr. 29 Jeřábová brzda od firmy KPC [18]	71



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Technické parametry spreaderu [6]	16
Tab. 2 Tabulka srovnávacích čísel pro určení druhu provozu jeřábu	17
Tab. 3 Přehled srovnávacích čísel	18
Tab. 4 Tabulka pro určení druhu provozu	18
Tab. 5 Tabulka s přehledem dynamických součinitelů	21
Tab. 6 Tabulka hodnot pro výpočet zatížení větrem	22
Tab. 7 Tabulka hodnota pro výpočet zatížení větrem mimo provoz	23
Tab. 8 Hodnoty pro výpočet zatížení větrem mimo provoz a zatížení sněhem a námrazou	26
Tab. 9 Přehled účinků zatížení	27
Tab. 10 Tabulka použitých součinitelů	28
Tab. 11 Vlastnosti materiálu [9]	31
Tab. 12 Souřadnice uzlů konstrukce	32
Tab. 13 Přehled zatěžujících sil v jednotlivých uzlech	33
Tab. 14 Přehled reakcí v jednotlivých podporách	34
Tab. 15 Návrh rozměrů podvozkového nosníku	35
Tab. 16 Návrh rozměrů podélného nosníku horního rámu	37
Tab. 17 Návrh rozměrů příčného nosníku horního rámu	40
Tab. 18 Návrh rozměrů stojiny	43
Tab. 19 Přehled maximálních napětí a bezpečností	48
Tab. 20 Kontrola normálové únavové pevnosti	48
Tab. 21 Parametry lana [12]	52
Tab. 22 Rozměry věnce kladky [13]	54
Tab. 23 Rozměry drážkování bubnu [13]	64
Tab. 24 Technické parametry motoru [16]	66
Tab. 25 Parametry převodovky [17]	67
Tab. 26 Hlavní parametry brzdy [18]	71



SEZNAM PŘÍLOH

- **Přílohy**

Příloha A – Katalogový list spreaderu

Příloha B – Tabulka zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti

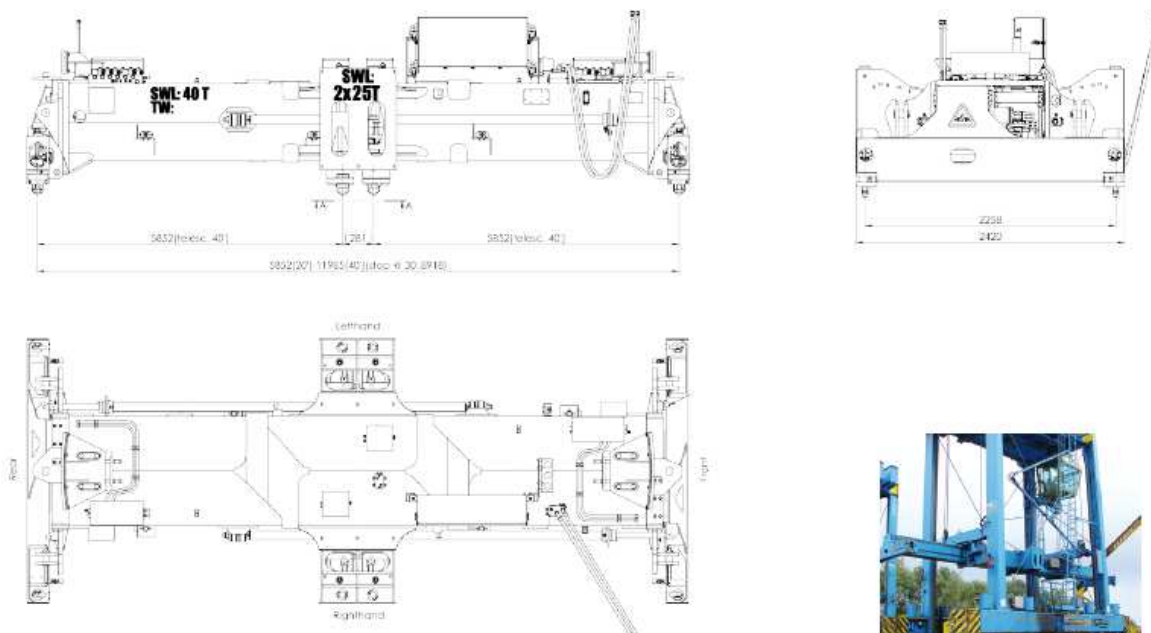
Příloha C – Grafické znázornění deformace konstrukce

- **Výkresová dokumentace**

1-PV-BP-2015	PORTÁLOVÝ VOZÍK	výkres sestavení
1-TRK-BP-2015	NOSNÝ TRÁM A S KLADNICEMI	výkres svarku



MODEL 816TL



Technical specifications

Type of application	Straddle carrier
Type of lifting system	8 vertical twistlocks
Spreader weight (TW)	8 500 kgs without extra equipment
Lifting capacity (SWL)	40 tonnes +/- 10 % eccentric load 2 x 22,5 tonnes in Twinlift Mode
Lifting capacity (SWL), lifting eyes	4 x 10 tonnes
Twistlock	8 x ISO pendular 20 mm
Telescopic positions	20, 30, 40 and 2x20ft
Telescoping speed 20-40ft	< 20 sec.*
40-20ft	< 25 sec.*
Hydraulics	operating pressure up to 140 bar
flow	40-60 L/min
Electric - control voltage	24 VDC
Colour	Signal yellow RAL 1003
Paint thickness	220 µ

* Calculated speed at 20° C.

All specifications are subject to change without notice. A list of options enables you to adapt the spreader more precisely to your needs and further information is available on request.



816TL



Twin lift.



Twistlock and lifting eye.



Tabulka zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti – vyjádřena obecně

Kategorie zatížení	Zatížení		Hodnota	Kombinace zatížení A					Kombinace zatížení B					Kombinace zatížení C										
				Dílčí součinitel bezpečnosti	A1	A2	A3	A4	Dílčí součinitel bezpečnosti	B1	B2	B3	B4	B5	Dílčí součinitel bezpečnosti	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu	i1	1,22	ϕ ₁	ϕ ₁	1		1,16	ϕ ₁	ϕ ₁	1	-	-	1,1	ϕ ₁	1	ϕ ₁	1	1	1	1	1	1
		Hmotnost břemena zdvihu	i2	1,34	ϕ ₂	ϕ ₃	1		1,22	ϕ ₂	ϕ ₃	1	-	-	1,1	-		-	1	1	1	1	1	-
		Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu, pojezd po nerovném povrchu		i3	1,22	-	-	-	ϕ ₄	1,16	-	-	-	ϕ ₄	ϕ ₄	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	pohon zdvihu se neuvažuje	i4	1,34	ϕ ₅	ϕ ₅	-	ϕ ₅		ϕ ₅	ϕ ₅	-	ϕ ₅	-	1,1	-	-	ϕ ₅	-	-	-	-	-
			pohon zdvihu zahrnut			-	-	ϕ ₅	-		-	-	-	-	-		-	-	-	-				
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu	i5	-	-	-	-	-	1,22	1	1	1	1	1	1,16	-	-	1	-	-	-	-	-	-
		Zatížení sněhem a námrazou	i10	-	-	-	-	-	1,22	1	1	1	1	1	1,1	-	1	-	-	-	-	-	-	-
Výjimečná	Zdvihání ležícího břemena		i6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,1	ϕ ₂	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení větrem mimo provoz		i7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,16	-	1	-	-	-	-	-	-	
	Zatížení při zkouškách	Dynamické	i8 dyn	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,1	-	-	ϕ ₆	-	-	-	-	-	-
		Statické	i8 stat	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	ϕ ₆	-	-	-	-	-	-
	Nouzové zastavení		i9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,1	-	-	-	-	-	ϕ ₅	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti					1,48					1,4					1,22									
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu				1,1					1,1					1,1										



Tabulka zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti – vyjádřena s dosazením (kombinace zatížení A a B)

Kategorie zatížení	Zatížení			Hodnota	Kombinace zatížení A					Kombinace zatížení B					
					Dílčí součinitel bezpečnosti	A1	A2	A3	A4	Dílčí součinitel bezpečnosti	B1	B2	B3	B4	B5
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu		588600	1,22	753996,6	753996,6	718092		1,16	716914,8	716914,8	682776	-	-
		Hmotnost břemena zdvihu		495500	1,34	7582285	-1237625	6633670		1,22	6903274	-1509903	6039610	-	-
		Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu, pojezd po nerovném povrchu		1079100	1,22	-	-	-	1133055	1,16	-	-	-	1314344	1314344
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	pohon zdvihu se neuvažuje		1,34	ø5	ø5	-	ø5	1,22	ø5	ø5	-	ø5	-
			pohon zdvihu zahrnut	147150		-	-	2024392	-		-	-	1843103	-	-
Občasná	Účinky prostředí	Ztížení pod větrem za provozu		23680	-	-	-	-	-	1,22	28889,6	28889,6	28889,6	28889,6	28889,6
		Zatížení sněhem a namrazou		17322	-	-	-	-	-	1,22	21132,84	21132,84	21132,84	21132,84	21132,84
Výjimečná	Zdvhání ležícího břemena			490500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení větrem mimo provoz			15759	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách	Dynamické	539550	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		Statické	613125	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Nouzové zastavení			440000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti						1,48					1,4				
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu					1,1					1,1					
Suma svislých sil						8336281	-483628	7351762			7620189	-792988	6722386	1314344	1314344
Suma vodorovných sil											50022,44	50022,44	50022,44	50022,44	50022,44



Tabulka zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti – vyjádřena s dosažením (kombinace zatížení C)

Kategorie zatížení	Zatížení			Hodnota	Kombinace zatížení C									
					Dílčí součinitel bezpečnosti	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
Pravidelná	Gravitační zrychlení, nárazy	Hmotnost jeřábu		588600	1,1	679833	647460	679833	679833	679833	647460	647460	647460	647460
		Hmotnost břemena zdvihu		495500	1,1	-	-	-	5445550	5445550	5445550	5445550	5445550	-
		Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu, pojezd po nerovném povrchu		1079100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zrychlení od pohonů	Hmotnost jeřábu a břemena zdvihu	Pohon zdvihu se neuvažuje	-	-	-	ø5	-	-	-	-	-	-	
			Pohon zdvihu zahrnut	147150	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu		23680	1,16	-	-	27468,8	-	-	-	-	-	-
		Zatížení sněhem a namrazou		17322	1,1	-	19054,2	-	-	-	-	-	-	-
Výjimečná	Zdvíhaní ležícího břemena			490500	1,1	560641,5	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení větrem mimo provoz			15759	1,16	-	15759	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		Dynamické	539550	1,1	-	-	593505	-	-	-	-	-	-
			Statické	613125	1,1	-	-	722997	-	-	-	-	-	-
	Nouzové zastavení			440000	1,1	-	-	-	-	-	2293303	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti						1,22								
Dílčí součinitel spolehlivosti materialu					1,1									
Suma svislých sil						679833	647460	679833	6125383	6125383	6093010	6093010	6093010	647460
Suma vodorovných sil							34813,2	1343971			2293303			

